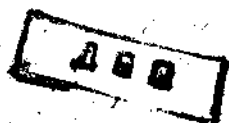


621.161.8232

П 53

6 р. 35 к.
Перепл. 65 к.

А. ПОЛЬГАУЗЕН



ПОРШНЕВЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

2
3
9
1
И
Т
Н
О

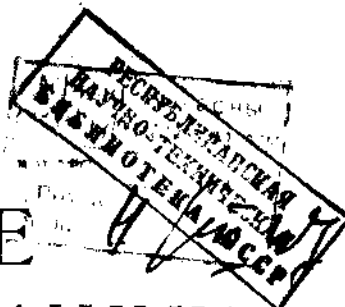
ЭНЕРГОИЗДАТ

1-5 Фев. 1932

А. ПОЛЬГАУЗЕН

621.161

53.



ДЕП

ПОРШНЕВЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ПЕРЕВОД С НЕМЕЦКОГО ИНЖ. Л. БОРОВИЧ

ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ

РЕДАКЦИЕЙ проф. С. Г. ЖИРИЦКОГО

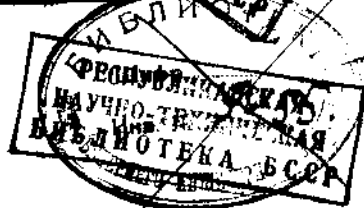
МРСКОВСКАЯ ОБЛАСТНАЯ
БИБЛИОТЕКАА. С. ...
И. в. ...

46094



188,56,108

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР



1932
НКТП — СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА — ЛЕНИНГРАД

A. POHLHAUSEN
DIE KOLBENDAMPFMASCHINEN

ПРОВЕРено
В 1933 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемая книга представляет собой исправленное и дополненное по последнему 5-му немецкому изданию четвертое русское издание перевода книги А. Pohlhausen. «Die Kolbendampfmaschinen». Она рассматривает стационарные паровые машины и предназначается преимущественно для учащихся высших и средних технических учебных заведений и молодых инженеров, в виде учебного руководства и справочной книги по этой отрасли машиностроения.

Развитие построения поршневых паровых машин со времени появления последнего издания этой книги характеризуется: 1) обширным применением перегретого пара при непрерывно возрастающих давлении пара и скорости поршня; 2) предпочтением горизонтальных типов машин с управляемым от плоского регулятора парораспределением поршневыми золотниками для малых машин и с клапанным парораспределением для машин средних и крупных. Затем прогресс в этой области машиностроения выразился в том, что помимо переменноточной машины нашла себе применение прямоточная машина с ее чрезвычайно ограниченными вредными пространствами и поверхностями, расположением клапанов в крышке цилиндра и распределением выпуска помощью парового поршня, и, наконец, использованием отработавшего и промежуточного (ресиверного) пара для отопления и т. п. в целях достижения лучшего использования теплоты.

Все эти обстоятельства приняты во внимание при переработке этой книги.

При расчете одноцилиндровых машин приняты во внимание автором ныне употребительные размеры машин, а также обращено больше внимания на политропическое изменение состояния пара в периоды его расширения и сжатия. При прямоточной машине рассмотрено влияние особой его конструкции на расход теплоты. При определении предполагаемого расхода пара проектируемой машиной, помимо прежних данных Грабака, применены новейшие данные проф. Дэрфеля.

В отделе исследования поршневых паровых машин подробнее рассмотрены сравнительные процессы и указано на общеприменяемое в настоящее время определение коэффициента полезного действия при помощи I-S-диаграммы Моллье.

Из парораспределений рассмотрены, соответственно их важности, клапанные парораспределения с эксцентриковыми механизмами, управляемыми плоскими регуляторами.

В отделе конденсации, главным образом рассмотрена конденсация смешением, находящая себе преимущественное применение в поршневых паровых машинах.

Во вновь разработанном отделе о поршневых паровых машинах с использованием отработавшего и ресиверного пара приведены, помимо общих данных, соображения о связанном с подобным использованием сбережении теплоты и пара, а также рассмотрены употребительные исполнения машин с противодавлением и компаунд-машин с отбором ресиверного пара, и указаны различные конструкции регуляторов давления.

Отдел термодинамики в этом издании выпущен, так как эта наука теперь составляет особый предмет преподавания во всех технических учебных заведениях и принадлежит к области общей технической подготовки инженера и техника.

Число таблиц увеличено на две; из них новых таблиц приведено 11, которые, помимо конструкции паровых цилиндров и мокрых воздушных насосов, дают главным образом примеры парораспределений поршневыми золотниками и клапанами многих лучших машиностроительных заводов. Можно полагать, что книга в этом издании встретит себе такой же прием, как и в первых изданиях.

ВВЕДЕНИЕ

В поршневых паровых машинах происходит использование статического давления пара для производства механической работы. Для этой цели пар в паровом цилиндре машины давит попеременно на обе стороны поршня и перемещает его по прямолинейному направлению между пределами его хода. Попеременно-поступательное движение поршня при помощи кривошипного механизма преобразовывается во вращательное движение главного вала и, таким образом, делается удобоприменимым для приведения в движение приводных валов или валов рабочих станков.

Из частей кривошипного механизма сам кривошип закрепляется на главном валу или же выковывается вместе с ним из одного куска. Крейцкопф (ползун), соединенный с поршнем посредством поршневого штока, имеет направляющую, предупреждающую нарушение его прямолинейно направленного движения при наклонном положении качающегося шатуна. Направляющая закрепляется на фундаменте машины вместе с цилиндром и подшипником главного вала частью непосредственно и частью при посредстве станины, служащей для поглощения всех внутренних сил без заметных сотрясений и деформаций.

Из обеих сторон поршня обращенная к главному валу сторона называется кривошипной стороной, или стороной, обращенной к кривошпиу, а удаленная от вала сторона называется стороной крышки¹⁾. Распределение пара на обе стороны поршня производится помощью парораспределительного механизма машины; при посредстве последнего каждая сторона поршня попеременно и в известный момент сообщается с каналом, по которому в цилиндр притекает свежий пар, и с каналом, по которому использованный или отработавший пар может выходить из цилиндра. Различают внутренний и наружный распределительные механизмы. К первому принадлежат запорные органы, как, напр., золотники или клапаны, которые открывают и закрывают упомянутые паровые каналы, а последний (называемый также «движением») представляет собой механизм, при помощи которого запирающие органы приводятся в движение главным валом машины.

При одном обороте машины поршень совершает два хода или размаха, из коих один называется передним, а другой — обратным (или задним) ходом. При переднем ходе поршень движется по направлению к главному валу, а при обратном ходе он удаляется от главного вала. Затем, в течение каждого оборота ось поршневого штока дважды располагается на одной прямой со средней линией частей кривошипного механизма. Поршень тогда находится в конечных положениях своего хода, и давление пара, которое при этом также действует по направлению этой прямой, само по себе не в состоянии вывести кривошипный механизм из этих положений. Поэтому они называются мертвыми точками машины, и в зависимости от положения поршня в ближайшей к главному валу или удаленной от него мертвой точке различают внутреннюю (или кривошипную) и наружную (или крышечную) мертвые точки. При обеих мертвых точках между поршнем и соответствующей крышкой цилиндра, для предупреждения удара, должен оставаться некоторый зазор. Он называется вредным пространством соответственной стороны поршня, и объем его простирается до запирающих органов цилиндра. Вредным это

¹⁾ В практике принято крышечную сторону в горизонтальных машинах называть задней, а в вертикальных машинах — верхней, а кривошипную сторону соответственно — передней и нижней.

пространство называется потому, что потребный для его заполнения свежий пар не производит в машине работы подобно остальному свежему пару, и что поверхность этого пространства еще некоторым другим образом вредно влияет на полезную работу машины.

Для перевода поршневой паровой машины через ее мертвые точки при всех одноцилиндровых и при тех многоцилиндровых машинах, поршни которых одновременно достигают этого положения, требуется некоторая движущая сила. Последняя развивается инерцией вращающейся массы сидящего на главном валу махового колеса, или маховика. Только в тех многоцилиндровых машинах, поршни которых не одновременно приходят в мертвые точки, давление пара на отдельные поршни помогает кривошипным механизмам выйти из этих точек.

Но маховое колесо служит еще и для другой цели, которая должна быть удовлетворена при всех поршневых машинах; оно регулирует скорость главного вала в течение каждого отдельного оборота. Давление пара на поршень не остается постоянным в течение хода поршня, и отношение между одновременно пройденными путями поршня и кривошипа в течение этого промежутка также не всегда остается постоянным. Оба эти обстоятельства, даже при неизменном преодолеваемом машиной сопротивлении, обуславливают собой периодически повторяющиеся колебания скорости главного вала, которые благодаря наличию махового колеса ограничиваются известными допустимыми пределами. Совершенно устранить эти колебания маховое колесо не в состоянии, так как для этой цели масса его должна была бы быть бесконечно велика.

Помимо маховика, каждая поршневая паровая машина должна быть снабжена приспособлением, регулирующим скорость главного вала в течение нескольких оборотов, или, что одно и то же, регулирующим число оборотов машины в единицу времени (напр. в минуту). Это число оборотов меняется в том случае, когда при постоянной производительности пара сопротивление у машины возрастает или убывает. Полезное сопротивление обыкновенно не остается постоянным, так как в большинстве производств число и нагрузка приводимых в движение машиной рабочих станков меняются. Для ограничения появляющихся таким образом колебаний числа оборотов машины допускаемыми пределами работа пара должна соответствовать нагрузке машины в каждый данный момент. Подобное соответствие может быть достигнуто путем регулирования давления пара или путем регулирования наполнения. При регулировании давления свежий пар перед поступлением его в машину в случае надобности настолько тормозится, т. е. путем соответственного уменьшения поперечного сечения прохода пара давление его настолько понижается, насколько это требуется данной нагрузкой. При регулировании наполнения количество выпускаемого в течение каждого хода поршня свежего пара соотнобразывается с преодолеваемым машиной в данный момент сопротивлением. Из обоих этих способов регулирования первый, т. е. регулирование давления, если оно не производится в очень умеренных пределах, менее выгоден, так как при нем пар, который временами должен преодолевать большие сопротивления, должен также тормозиться и при наиболее частых средних сопротивлениях, а следовательно, пар всегда претерпевает понижение давления.

Перестановка тормозящего (дрессельного) приспособления соответственно нагрузке машины в каждый данный момент при регулировании давления производится автоматически при помощи регулятора скорости; установка степени наполнения при регулировании наполнения большей частью производится таким же способом, и реже от руки. Вращающиеся тела подобного регулятора, занимающие при нормальной скорости машины известное положение равновесия, при увеличении скорости машины удаляются от своей оси вращения, а при уменьшении скорости приближаются к ней. В одном случае они перемещают соединенное с дроссельным приспособлением или с наружным парораспределительным механизмом перестановочное приспособление регулятора по одному, а в другом случае — по обратному направлению. Подобно маховику, регулятор также не может производить совершенного регулирования, так как его действие на давление или наполнение начинается лишь тогда, когда изменение скорости машины уже произошло. Тем не менее при регуляторах лучших систем остающиеся отклонения от нормальной скорости очень незначительны.

Помимо регулятора скорости, поршневые паровые машины, отработавший или промежуточный пар которых применяется для целей отопления или других целей, часто снабжаются еще одним или двумя регуляторами давления. Они начинают действовать тогда, когда, вследствие изменения нагрузки машины или изменения расхода пара для отопления, давление пара для отопления повышается или понижается, и в этих случаях они при посредстве сервомотора действуют на распределительный орган машины или добавочный вентиль в трубопроводе свежего пара до тех пор, пока давление опять достигает своей нормальной величины.

Поршневые паровые машины делят на паровые машины с выпуском в атмосферу и на паровые машины с конденсацией. В первых машинах отработавший в цилиндре пар выпускается в атмосферу, так что впереди поршня существует давление наружной атмосферы, увеличенное еще сопротивлением выпускной трубы. В машинах с конденсацией пар устремляется в особое пространство, конденсатор, в котором он путем охлаждения сгущается в воду. Сопряженное с этим сгущением пара разрежение воздуха образует впереди поршня давление, меньшее наружной атмосферы. Так как давление впереди поршня в качестве противодействия должно преодолеваться рабочим или движущим давлением пара за поршнем, то в машинах с конденсацией, при прочих одинаковых условиях, действует большее рабочее давление, нежели в машинах без конденсации, а следовательно, первые машины развивают больше мощности, чем последние. Некоторая часть избытка мощности во всяком случае опять расходуется на приведение в движение конденсационных насосов.

Затем поршневые паровые машины строятся в виде одноцилиндровых и многоцилиндровых машин, в зависимости от числа цилиндров, соединенных с одним главным валом. Если в многоцилиндровых машинах все цилиндры имеют одинаковые размеры и свежий пар поступает во все цилиндры, действуя в них одинаковым образом, то подобные машины называются сдвоенными, строенными и вообще многоцилиндровыми машинами. Кривошипы подобных машин постоянно так взаимно смещены, что поршни никогда одновременно не достигают своих мертвых точек. Если же, наоборот, соединить два, три или более цилиндров различных диаметров с тем же главным валом, пуская при этом свежий пар только в первый (малый) цилиндр и затем, после его расширения в этом цилиндре, давать ему расширяться последовательно во втором, третьем цилиндре и т. д. и из последнего (большого) цилиндра выпускать его в атмосферу или конденсатор, то подобная машина называется машиной с многоступенчатым (хуже—многократным) расширением. Подобные машины строятся только двух- или трехступенчатого расширения, и каждый из отдельных цилиндров подобной машины называется соответственно цилиндром высокого, среднего и низкого давления. В современных машинах многоступенчатого расширения выпускаемый из одного цилиндра пар не впускается непосредственно в соседний цилиндр, как это имеет место в старых Вульфовских машинах, а протекает сперва через полость, называемую приемником или ресивером. Наконец, в машинах двухступенчатого расширения, которые теперь большей частью называются компаунд-машинами, кривошипы обоих цилиндров могут быть взаимно смещены на 0° или 90° . При смещении в 0° машины обыкновенно имеют последовательно расположенные цилиндры с общим кривошипом; подобные машины называются тандем или однокривошипными машинами. При смещении кривошипов на 90° цилиндры расположены рядом и действуют на два различных кривошипа; подобные машины с кривошипами, смещенными на 90° , называются двухкривошипными или компаунд-машинами. Машины трехступенчатого расширения, которые в настоящее время мало или почти вовсе не применяются в качестве фабричных машин, имеют или три кривошипа, взаимно смещенных на 120° , или два кривошипа под углом 90° . Три кривошипа обыкновенно встречаются в вертикальных машинах этого типа, в которых в этом случае все три цилиндра расположены рядом. Два кривошипа употребительны в горизонтальных машинах, причем цилиндры высокого и среднего давления расположены последовательно и действуют на один кривошип, а цилиндр низкого давления действует на другой кривошип. Только при очень больших машинах трехступенчатого расширения встречается подразделение цилиндра низкого давления, обо

половины которого при горизонтальных типах распределяются по обе стороны машины.

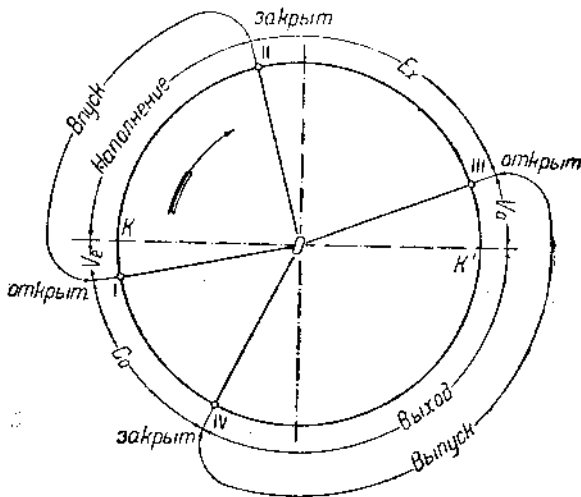
Наконец, следует еще различать поршневые паровые машины с использованием отработавшего или промежуточного пара и без него. В первых из них в целях лучшего использования теплоты отработавший пар одноцилиндровой машины, которая тогда часто называется машиной с противодавлением, или пар из ресивера тандем-машины применяется для целей отопления, варки и др. ¹⁾

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОДНОЦИЛИНДРОВЫЕ МАШИНЫ

§ 1. Распределение пара и индикаторная диаграмма. В одноцилиндровой машине распределение пара в течение одного оборота главного вала регулируется следующим образом.

С задней стороны (крышечной) впускной канал для свежего пара открывается при положении поршня недалеко перед задней мертвой точкой (положение кривошипа *O-I* на фиг. 1) и закрывается по прохождении поршнем пути наполнения (или периода впуска) следующего хода, считая от этой мертвой точки (т. е. в положении кривошипа *O-II*). Впускной канал с этой стороны, наоборот, открывается раньше достижения поршнем кривошипной мертвой точки (при положении кривошипа *O-III*) и закрывается раньше следующего открытия впускного канала на обратном пути поршня (при положении кривошипа *O-IV*). В продолжение пути, описываемого поршнем с одной стороны от момента закрытия впускного канала до открытия выпускного канала (от положения кривошипа *O-II* до положения *O-III*), а с другой — от момента закрытия выпускного канала до открытия впускного (от положения кривошипа *O-IV* до положения *O-I*), пар в задней полости цилиндра бывает замкнут. В одном случае пространство за поршнем увеличивается, а следовательно, пар расширяется, а в другом случае это пространство уменьшается, а следовательно, находящийся еще в цилиндре после закрытия выпускного канала пар, так называемый остаточный пар, сжимается.



Фиг. 1.

Таким образом, для задней стороны цилиндра получаются следующие периоды распределения пара. При перемещении поршня из задней мертвой точки в кривошипную происходят:

1. Впуск пара или наполнение в продолжение пути кривошипа *K-II*.
2. Расширение E_x в продолжение пути *II-III*.
3. Оперение выпуск пара V_a , т. е. расположенная впереди соответствующей мертвой точки часть периода выпуска в течение пути кривошипа *III-K'*.

¹⁾ В порядке классификации машин следует еще ввести их деление на машины с переменным движением пара и машины прямоточные. В первых из них впуск и выпуск пара происходит со стороны крышек цилиндра; в прямоточных же машинах со стороны крышек происходит лишь выпуск пара; выпуск пара из обеих полостей цилиндра производится через окна, расположенные посередине цилиндра. *Прим. ред.*

При обратном ходе поршня из кривошипной в заднюю мертвую точку происходят:

4. Выпуск пара в продолжение пути кривошипа $K'-IV$.

5. Сжатие C_0 остаточного пара на пути кривошипа $IV-I$.

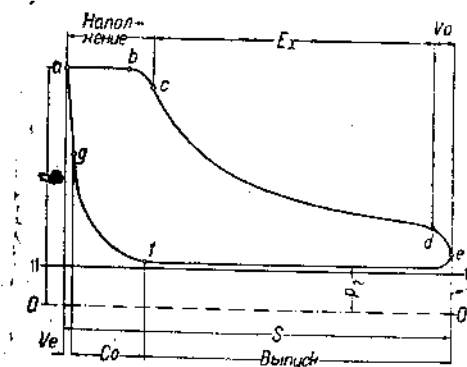
6. Опережение впуска V_e пара, т. е. расположенная перед мертвой точкой часть впуска в продолжение пути кривошипа $I-K$.

Положения $O-I$ до $O-IV$ представляют собой весьма важные для парораспределения с задней стороны поршня положения кривошипа, которые называются также характеристическими положениями кривошипа.

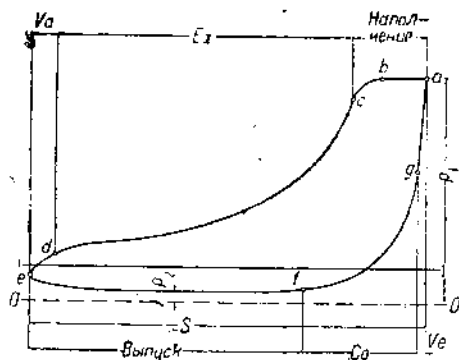
Для кривошипной стороны цилиндра служит то же вышеописанное парораспределение, если в нем взаимно заменить заднюю и кривошипную мертвые точки. Если отдельные периоды парораспределения с кривошипной стороны начинаются при том же угле поворота кривошипа (от соответствующей мертвой точки), при котором тот же период начинался с другой стороны поршня, то характеристические положения кривошипа для этой стороны $O-I'$ до $O-IV'$ (фиг. 2) расположатся диаметрально противоположно соответствующим положениям на фиг. 1.

Парораспределение существующей машины указывается индикаторной диаграммой, которая может быть снята с каждой стороны поршня при помощи индикатора (см. § 31). Индикаторная диаграмма представляет собой кривую давлений в функции объемов (p_v); ординаты ее пропорциональны давлению пара в цилиндре в каждый данный момент, а абсциссы пропорциональны соответствующим

объемам пара. Фиг. 3 изображает диаграмму, снятую с задней стороны одноцилиндровой паровой машины без конденсации (с выпуском в атмосферу). На этой диаграмме: abc соответствует периоду впуска пара, при котором давление впуска p_1 понижается только настолько, насколько это обуславливается ниже рассматриваемым сопротивлением в парораспределительных органах и во впускном канале; cd соответствует периоду расширения, в течение которого упругость свежего пара уменьшается с увеличением его объема или описываемого поршнем пути; de соответствует опережению выпуска, помощью которого давление пара приводится к величине противодавления p_2 ;



Фиг. 3.



Фиг. 4.

объемам пара. Фиг. 3 изображает диаграмму, снятую с задней стороны одноцилиндровой паровой машины без конденсации (с выпуском в атмосферу). На этой диаграмме:

abc соответствует периоду впуска пара, при котором давление впуска p_1 понижается только настолько, насколько это обуславливается ниже рассматриваемым сопротивлением в парораспределительных органах и во впускном канале;

cd соответствует периоду расширения, в течение которого упругость свежего пара уменьшается с увеличением его объема или описываемого поршнем пути;

de соответствует опережению выпуска, помощью которого давление пара приводится к величине противодавления p_2 ;

ef соответствует периоду выпуска пара при постоянном противодействии p_2 ;
fg соответствует периоду сжатия остаточного пара, в течение которого уругость этого пара возрастает с уменьшением его объема;

gh соответствует опережению впуска, при помощи которого остаточный пар приводится к давлению впуска p_1 .

Прямая $I-I$ соответствует внешнему атмосферному давлению, а прямая $O-O$ соответствует нулевому давлению; первая называется атмосферной линией, а вторая — нулевой линией (или линией абсолютной пустоты). При машинах с конденсацией линия выпуска *ef* (фиг. 4), соответственно меньшему противодействию p_2 , расположена ниже, нежели при машинах без конденсации, а именно под атмосферной линией.

Индикаторная диаграмма, как всякая кривая давлений в функции объемов (p_v), изображает собой диаграмму работы. Таким образом, если ее ординаты изображают давления пара в килограммах на 1 кв. сантиметр, то измеряемая в масштабе работ площадь диаграммы изображает собой работу, производимую паром с соответственной стороны поршня на 1 кв. сантиметре полезной площади поршня в течение одного оборота машины. Эта работа называется индикаторной работой 1 см² площади поршня в течение двойного его хода.

§ 2. Впуск пара и наполнение. В течение периода впуска пара свежий пар должен поступать за поршень по возможности недресселированным, так как сопряженная с торможением потеря давления обуславливает собой потерю теплоты и работы, которая в незначительной только части опять пополняется путем высушивания пара. Торможение пара происходит каждый раз, когда он, вследствие слишком малого поперечного сечения впускного канала или слишком малого открытия запирающего органа, должен принимать слишком большую скорость для возможности следования за движущимся вперед поршнем. При этом пар на своем пути к цилиндру встречает значительное сопротивление от трения, вихревого движения и т. п. Поперечному сечению впускного канала почти всегда могут быть приданы достаточные размеры (см. § 54); точно так же вполне достижимо достаточное открытие запирающего органа в течение большей части периода впуска. У конца последнего, где распределительный орган должен запереть впуск пара, торможение пара неизбежно. Оно бывает тем сильнее, чем медленнее происходит закрытие впускного канала. К тому же, при степенях наполнения меньше 50% закрытие впускного канала происходит как раз при наибольшей скорости поршня в течение периода впуска пара.

На индикаторной диаграмме торможение пара при закрытии канала обнаруживается понижением линии впуска *abc* (фиг. 3) в конце периода впуска. Но так как при начинающемся торможении и падении давления тотчас же начинается также и расширение уже находящегося в цилиндре пара, то это понижение впускной линии выражается на диаграмме не наклонной прямой линией, а другой *bc*, которая, согласно вышесказанного, бывает тем длиннее, чем медленнее впускной канал запирается парораспределительным органом. В этом отношении отдельные системы парораспределений обладают различными свойствами. Для возможного ограничения торможения поступающего пара всегда необходимы: достаточная ширина впускных каналов, достаточное открытие запирающего органа и по возможности быстрое его закрытие.

По «Hütte» потеря давления пара в распределительных органах составляет только от 1 до 2% абсолютного давления, т. е. почти не имеет никакого значения, и происходит только при медленном закрывании или при небольших наполнениях с недостаточным поздно начинающимся открытием. Понижение линии впуска на диаграмме в большей части происходит от неравномерного отбора пара по сравнению с равномерным течением пара по трубопроводу. Сборники пара (а также и водоотделители) перед машиной несколько противодействуют этому.

В быстроходных машинах с очень сильным сжатием остаточного пара уклон или понижение линии впуска на индикаторной диаграмме часто происходит от того, что вследствие высокого конечного давления сжатия в течение периода опережения впуска в цилиндр не может поступать пара. При начале наполнения, т. е. когда поршень выходит из мертвой точки, пар находится еще в состоянии покоя, и для

возможности следования за движущимся вперед поршнем он требует некоторого ускорения. Последнее обнаруживается расширением пара и постепенным понижением линии впуска. Таким образом, наклонное направление этой линии здесь не обуславливается торможением пара.

Продолжительность впуска пара или наполнение выражается отношением $\frac{S_1}{S}$ — пути поршня S_1 за период впуска ко всему ходу поршня S . Это отношение называется степенью наполнения или просто наполнением. В машинах с регулируемым наполнением наиболее употребительная степень наполнения называется нормальным наполнением. Это наполнение бывает наилучшим нормальным или экономически наивыгоднейшим, если при нем расход топлива и стоимость обслуживания, смазки и ухода, со включением процентов на складочный капитал и амортизации установки, со включением трубопроводов, машинного помещения, а иногда и других частей на полезную лошадиную силу бывают наименьшие. Наивыгоднейшее нормальное наполнение не совпадает с наполнением, соответствующим наименьшему расходу пара, а бывает больше. При машине без потерь наполнение, дающее наименьший расход пара, было бы то, при котором индикаторная диаграмма в конце периода расширения образовала бы острие, так как в этом случае площадь диаграммы, а следовательно, и индикаторная работа машины, будет иметь наибольшую свою величину. Тем не менее, длинный острый конец диаграммы дает сравнительно очень мало работы, значительно увеличивая только ход поршня, потери и начальную стоимость машины. Поэтому, при принятии в расчет потерь, соответствующее наименьшему расходу пара наполнение для одноцилиндровых машин получается при конечном давлении расширения p_e , которое на 0,3 до 0,5 килограмма на 1 кв. сантиметр больше давления выпуска p_2 . При экономически наивыгоднейшем наполнении значение p_e бывает еще больше.

Для проектируемых машин соответствующее нормальной нагрузке наполнение обыкновенно выбирается между экономически наивыгоднейшим и соответствующим наименьшему расходу пара. При этом необходимо иметь в виду, что, при одинаковой мощности, с возрастающим наполнением, в виду меньших размеров проектируемой машины, уменьшаются как первоначальная стоимость, так и стоимость процентов и погашения, между тем как стоимость топлива, наоборот, возрастает, так как с увеличением наполнения возрастает конечное давление расширения, и ухудшается использование пара. При уменьшении наполнения происходит до некоторой степени обратное явление. Поэтому при дорогом топливе и непрерывной работе, где начальная стоимость, проценты и погашение имеют меньшее значение, выбирается меньшее нормальное наполнение, нежели при дешевом топливе и работе с перерывами.

Наибольшее наполнение обуславливается наибольшей требуемой от машины мощностью. Но, принимая в расчет вышеупомянутое более низкое использование пара при больших наполнениях, а также условия некоторых парораспределений, которые при слишком широких пределах часто бывают невыгодны, обыкновенно делают верхний предел наполнения не слишком высоким, и еще тем более, что сопряженное с увеличением наполнения возрастание мощности машины бывает относительно тем меньше, чем большее наполнение уже существовало в машине. В одноцилиндровых машинах без конденсации наибольшее наполнение обыкновенно достаточно в 50 до 60%, а для машин с конденсацией — от 40 до 50% полного хода поршня.

Наименьшее наполнение машины соразмеряется с наименьшей мощностью машины лишь в том случае, когда исключено полное прекращение рабочего сопротивления. Во всех же других случаях, а следовательно, и тогда, напр., когда соскальзывание приводного ремня, поломка какой-либо машинной части или короткое замыкание в соединенной динамо могут произвести полную разгрузку машины, низший предел наполнения должен быть определен сообразно тому условию, чтобы парораспределением был предупрежден разбег машины при порожнем ее ходе. В подобных случаях наименьшее наполнение должно быть выбрано тем меньше, чем больше давление впуска во вредное пространство. Но при машинах с конденсацией и высоким давлением впуска, а также и во всех вообще машинах с большим вредным пространством, нулевое наполнение, при котором впуск пара уже закры-

вается в мертвой точке поршня, часто не может предупредить разбега при полной разгрузке машины. Поступающий за поршень в течение периода опережения впуска и заполняющий вредное пространство свежий пар в подобных машинах часто развивает больше работы, нежели необходимо для преодоления сопротивлений в машине. В подобных случаях регулятор скорости должен допускать установку парораспределения на абсолютное нулевое наполнение, т. е. не пускать пара в цилиндр даже в период опережения впуска.

Равенство наполнений с обеих сторон поршня должно быть достигнуто для возможно большего числа наполнений, но по меньшей мере для нормального наполнения, так как сопряженная с одинаковым наполнением одинаковая мощность с обеих сторон поршня¹⁾ содействует равномерности хода поршневых машин (см. § 50). В вертикальных машинах, вследствие направленного книзу веса поршня и других частей, для получения одинаковой мощности с обеих сторон поршня нижняя сторона поршня должна иметь большее наполнение. В практике, однако, это обстоятельство редко принимается в расчет.

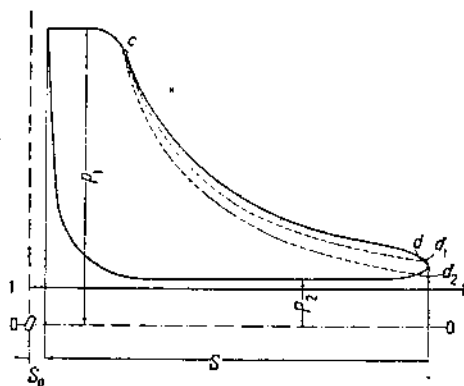
§ 3. Расширение. Состояние пара во время его расширения в цилиндре в значительной степени обуславливается происходящим в поршневых паровых машинах обменом теплоты между паром и стенками цилиндра.

Насыщенный пар в машинах с паровой рубашкой дает кривую расширения, или приблизительно совпадающую с соответствующей закону $pv = \text{const}$ равноосторонней гиперболой, или же несколько превышающую эту кривую. Последнее, большей частью служащее признаком сильного добавочного парообразования или неплотности паровпускного органа, имеет место в диаграмме на фиг. 5, где cd — действительная кривая расширения, cd_1 — равноосторонняя гипербола, cd_2 — адиабата, построенная для содержания влажности в 10% пара с $n = 1,125$ (см. § 12).

Состояние перегретого пара в продолжение периода расширения определяется не так просто. При слабом перегреве кривая расширения обыкновенно имеет то же направление, как и для насыщенного пара. При сильном же перегреве она, по крайней мере до известной температуры, опускается ниже и по отношению к политропе $pv^n = \text{const}$ не сохраняет постоянного отношения в течение всего периода расширения. В течение первой части этого периода, т. е. с начала до середины расширения, показатель n больше, нежели во второй части, и соответственно этому кривая расширения в продолжение второй части понижается медленнее, нежели в течение первой части. Поэтому большей частью рассчитывают со средним показателем, значение которого в значительной степени обуславливается температурой перегрева и наполнением и, возрастая с обеими этими величинами, составляет от 1,05 до 1,25 для употребительных температур пара от 250 до 350° Ц.

Затем на направление кривой расширения могут влиять также неплотности поршня и запирающих органов. При неплотности поршня и выпускного органа кривая расширения сильно падает в начале расширения, а при неплотном выпускном органе она бывает отложена у конца.

§ 4. Опережение выпуска и выпуск. Опережение выпуска имеет целью подготовить самый выпуск пара, т. е. действие его состоит в образовании давления выпуска p_2 впереди поршня уже при мертвом положении последнего. Для достижения этой цели опережение выпуска прежде всего должно быть достаточно продолжительно. Таким образом, оно должно начинаться тем раньше, чем быстрее движется машина и чем больше требуемое падение давления, а следовательно, и сопряженное с ним увеличение



Фиг. 5.

¹⁾ Насколько на нее не влияет сжатие пара.

объема пара. Поэтому машины с конденсацией требуют большого опережения выпуска, нежели машины без конденсации. Затем в течение рассматриваемого периода и, главным образом, в конце его выпускные органы должны образовать достаточное открытие. При отдельных выпускных и выпускных органах требуемая продолжительность опережения выпуска и достаточное открытие выпускного органа легко достижимы; при общем же парораспределительном органе для выпуска и выпуска необходимо принять в расчет другие периоды парораспределения. Об употребительной величине опережения выпуска см. § 11.

Выпуск пара должен происходить по возможности беспрепятственно, так как всякое ненужное повышение наивыгоднейшего давления выпуска впереди поршня уменьшает площадь диаграммы, а следовательно, и мощность машины. Торможение выпускаемого пара бывает избегнуто, если давление выпуска впереди поршня существует уже в начале периода выпуска, если пар в течение периода выпуска не должен принимать слишком большой скорости, т. е. если паровыпускные органы и паровыпускная труба имеют достаточные открытие и ширину и, наконец, если вытекающий пар не встречает каких-либо значительных сопротивлений в трубе и конденсаторе. Последнее преимущественно относится к машинам с конденсацией, при которых необходимо иметь в виду возможное короткое соединение между конденсатором и цилиндром, избежание всяких колен, отводов и т. п. частей в этом соединении, применение задвижек для запорных и переводных органов и т. д. При беспрепятственном выпуске линия выпуска на диаграмме направлена совершенно горизонтально, несколько подымаясь только к концу периода выпуска и тем более, чем медленнее происходит закрытие выпускного канала. Только в диаграммах машин, работающих с повышенным противодавлением с использованием отработавшего пара, линия выпуска обнаруживает небольшую выпуклость в середине хода.

§ 5. Сжатие остаточного пара. Правильно выбранное сжатие придает поршневой машине спокойный и плавный ход. Кроме того оно подготавливает опережение впуска, т. е. содействует образованию полного давления свежего пара за поршнем уже в начале следующего хода поршня. Плавный ход машины при помощи сжатия создается, как это подробнее будет изложено ниже (см. § 48), тем, что оно в конце хода поршня поглощает инерцию движущихся масс в виде упругого буфера, вследствие чего появляющееся в этих массах при каждой перемене хода изменение давления происходит не внезапно, а постепенно.

Экономические выгоды сжатия определяются по нижеприведенным двум соображениям:

1. Вследствие сжатия вредные пространства машины должны быть только отчасти или вовсе не должны быть заполнены свежим паром. Отсюда вытекает тот недостаток вредных пространств, что впускаемый в них при каждом ходе поршня свежий пар производит работу только при расширении, а не полным своим давлением, так что работа этого пара в известной степени (в зависимости от степени сжатия) теряется. С другой стороны, сжатие требует некоторой работы, которая должна развиваться машиной. Только в том случае, когда расширение пара доводится до давления выпуска p_2 и сжатие доводится до давления впуска p_1 , индикаторная работа машины теоретически остается без изменения. Если в рассматриваемом случае abc_1d_1a (фиг. 6) изображает собой индикаторную диаграмму машины без вредного пространства, а площадь $abcd_a$ изображает индикаторную диаграмму машины с произвольно большим вредным пространством, то, в предположении одинаковых законов расширения и сжатия пара, площадь add_1a равна площади bcc_1b , а следовательно, площади обеих диаграмм одинаковы между собой. Таким образом, только в этом случае указанный недостаток может быть устранен при помощи сжатия, независимо от требуемого увеличения хода поршня машины с вредным пространством в отношении $S:(S)$ на фиг. 6. Во всех же других случаях, а следовательно, и тогда, когда в действительности конечное давление расширения больше противодействия p_2 и когда законы расширения и сжатия не вполне согласованы, невыгодное влияние вредного пространства никогда не может быть устранено путем сжатия. Сюда необ-

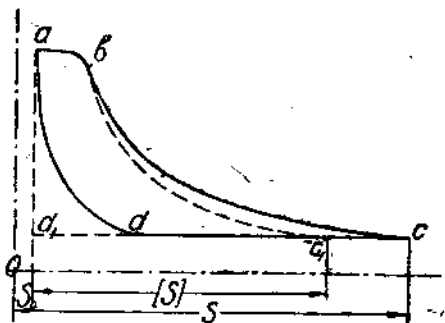
ходимо еще присовокупить, что потребная работа сжатия должна быть заменена более значительным наполнением, влекущим за собой повышение конечного давления расширения. Наконец, необходимо иметь в виду, что при сильном сжатии часть расходуемой для него работы не может быть непосредственно произведена давлением пара по другой стороне поршня, а должна быть передана от маховика обратно поршню, чем обуславливается двойное трение, а следовательно, и понижение механической степени полезного действия машины.

2. Поверхности вредных пространств вследствие сжатия пара нагреваются и тем выгодно влияют на обмен теплоты между стенками цилиндра и свежим паром в период его впуска (см. § 7). Но, несмотря на подтверждение правильности этого взгляда проф. Дэрфелем, этому противоречат результаты новейших опытов, которые, вопреки нижеприводимой зависимости наименьшей степени сжатия от температуры стенок, доказали почти полную независимость конденсации при выпуске от обмена теплоты в период сжатия, так что никакой ощутительной разницы между последним и происходящим в период впуска не замечается¹⁾.

Согласно этим опытам, сжатие вообще доставляет экономическую выгоду до тех пор, пока оно бывает умеренной величины. Так, при исследовании одноцилиндровой машины проф. Дэрфель нашел, что при большом сжатии общий расход пара, вследствие работы сжатия, несколько повысился сравнительно с расходом при небольшом сжатии. Другие исследователи пришли к тому же заключению. Клемперер, на основании своих опытов, установил, что сжатие содействует понижению расхода пара до тех пор, пока температура в конце сжатия не превышает температуры стенок, т. е. пока конечное давление сжатия не превышает давления пара, соответствующего температуре стенок. К тому же результату пришел Гейнрих²⁾, который при этом расчетным путем, на основании своих опытов, установил, что наименьшая степень сжатия убывает с к. п. д. машины (см. § 40), а следовательно, высокое сжатие выгодно только при высоких качествах машины, и наоборот.

Машины без конденсации часто работают с большим сжатием, но конечное давление сжатия всегда должно быть ниже наименьшего давления впуска, так как более сильное сжатие имело бы своим последствием образование петли на диаграмме и значительное усилие по штоку, а при машинах с плоскими золотниками или корытовыми краями сильное сжатие пара имело бы своим последствием приподнимание золотников с зеркал. Затем у машин с одним золотником для впуска и выпуска степень сжатия обуславливается еще углом опережения и эксцентриситетом парораспределительного эксцентрика. Если, наконец, при одном золотнике наполнение регулируется помощью плоского регулятора (см. § 74), то конечное давление сжатия возрастает с уменьшением наполнения. Безопасность от разбега машины повышается тем, что при уменьшающемся наполнении сжатие уменьшает площадь диаграммы также снизу.

В машинах с конденсацией конечное давление сжатия редко превышает 1 кг/см^2 для возможности переключения работы на выпуск в атмосферу без перестановки парораспределения. Только при распределении выпуска помощью парового поршня³⁾ (см. § 68) давление сжатия бывает выше.



Фиг. 6.

¹⁾ Следует иметь в виду, что нагрев стенок цилиндра, вызываемый сжатием пара, несомненно понижает потерю от начальной конденсации пара при выпуске (см. § 7); однако это уменьшение одной потери достигается слишком дорогой ценой—за счет другой потери, работы сжатия. В этом смысле и надо понимать фразу о „независимости конденсации при выпуске от обмена теплоты в период сжатия“. *Прим. ред.*

²⁾ Z. d. V. d. I. 1914, стр. 15.

³⁾ В прямоточных машинах. *Прим. ред.*

О течении сжатия необходимо заметить, что с изотермой для газов или равно-сторонней гиперболой кривая сжатия совпадает только приблизительно. Значительные отклонения обнаруживаются при высоком сжатии и при сильном теплообмене между цилиндром и влажным паром, так что расход работы, как показали опыты Дарфеля, при сильном сжатии большей частью больше вычисленного по закону $p v = \text{const}$.

В машинах современной конструкции с очень ограниченным теплообменом и сухим сжатым паром кривая сжатия более приближается к политропе или соответ-ственно к закону $p v^n = \text{const}$, причем показатель n , повышаясь с перегревом или соответственно с температурой выпускаемого пара и продолжительностью сжатия, составляет 1,1 до 1,3.

В начале периода сжатия, а также уже в период выпуска, выпускаемый пар машин для перегретого пара, в зависимости от более слабого или более сильного перегрева выпускаемого пара, бывает сухой насыщенный или перегретый. Первое условие, которое может быть принято у машин для насыщенного пара, противоречит резуль-татам некоторых испытаний. В конце сжатия температура пара при выпуске в атмо-сферу почти всегда превышает соответствующие температуры насыщения и темпе-ратуру стенок цилиндра.

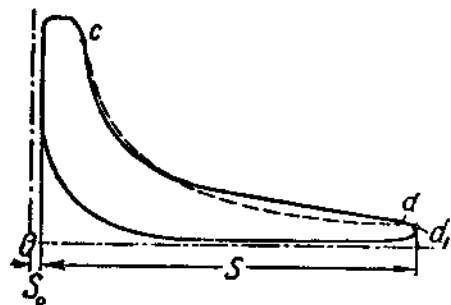
§ 6. опережение впуска пара. опережение впуска имеет целью повысить давление впереди поршня настолько, чтобы при мертвом положении поршня вредное пространство было бы наполнено паром с давлением впуска p_1 и чтобы уже к началу хода поршня в цилиндре существовало полное давление впуска. Этому требованию опережение впуска удовлетворяет тогда, когда его продолжительность и открытие впускного органа при мертвом положении поршня достаточно велики. Таким образом, опережение впуска вообще должно начинаться тем ранее, чем быстрее вращается машина, чем меньше сжат пар и чем больше вредное пространство. Чрезмерно большое опережение впуска и соответственное ему открытие впускного органа в мертвой точке должно быть избегнуто, так как это влечет за собой удары в частях механизма и в коренных подшипниках. С дру-гой стороны, необходимо иметь в виду, что при некоторых обстоятельствах большое опережение впуска при сильном сжатии может предупредить слишком сильное воз-растание конечного давления сжатия (выше давления впуска).

Данные относительно допускаемых величин опережения впуска приведены в § 11. При одном только золотнике для впуска и выпуска величина опережения впуска выбирается согласно другим периодам парораспределения. О требуемом открытии впускного органа при мертвом положении поршня см. в главе «Парорас-пределение». Медленное открытие впускного органа парораспределения может быть выравнено ранним началом опережения впуска.

§ 7. Обмен теплоты между паром и стенками цилиндра. В одноцилин-дровой машине внутренняя сторона стенок цилиндра (со включением крышек и поршня) в течение одного оборота кривошипа приходит в соприкосновение с паром чрезвычайно различной температуры. В период впуска эта температура бывает наивысшей, а в период выпуска — наинизшей. Стенка цилиндра не может так быстро следовать за изменениями температуры, как находящийся с ней в данный момент в соприкосновении пар. Главным образом, внутренние слои стенок обнаруживают значительные разницы температуры относительно пара. Это обстоятельство имеет своим последствием образование энергичного обмена теплоты между паром и стенками цилиндра в течение каждого оборота машины. Если температура пара выше темпе-ратуры стенок, то он сообщает теплоту последним, а следовательно, происходит кон-денсация насыщенного пара, между тем как если, наоборот, температура стенок выше температуры пара, то теплота сообщается стенками пару, и раньше образо-вавшаяся вода опять стремится испариться. В машине, работающей на насы-щенном паром, эти явления происходят следующим образом.

Притекающий в цилиндр свежий пар встречается с поверхностями, которые в течение предшествовавшего выпуска соприкасались с паром значительно низшей упругости и температуры. Поэтому часть свежего пара конденсируется тотчас же, а другая часть сгущается по мере обнажения новых поверхностей цилиндра при дальнейшем движении поршня. Сгущаемое количество пара, конечно, должно заме-няться новым количеством пара, и так как при этом котел должен доставлять коли-

чество пара, больше соответствующего степени наполнения машины, то при этих условиях происходят потери пара и теплоты. Конденсацию свежего пара в цилиндре называют начальной конденсацией. Она продолжается еще в течение большей части периода расширения, при котором насыщенный пар и без того уже частью конденсируется вследствие произведенной им работы. Только при понижении температуры расширяющегося пара ниже температуры стенок последние обратно сообщают теплоту осевшей на них росе. Таким путем происходит частичное повторное испарение последней, или так называемое вторичное испарение. Последнее начинается тем позже, чем сильнее стенка охлаждалась в течение предшествовавшего выпуска. Приходящаяся на период расширения часть этого процесса обнаруживается на индикаторной диаграмме, как, напр., на фиг. 7, тем, что кривая расширения cd в конце хода поднимается выше адиабаты cd_1 . Таким образом, вследствие увеличения площади диаграммы в течение периода обратного испарения происходит частичное обратное приобретение работы или соответственно теплоты, которая в период впуска перешла в стенки цилиндра. Это добавочное приобретение теплоты не может считаться в тепловом отношении полным даже в том случае, когда вся осевшая вода в период расширения опять обращается в пар, так как сопряженное со вторичным испарением сообщение теплоты содержимому цилиндра происходит не при наивысшей температуре, как это имеет место при выпускаемом паре, а при значительно более низкой температуре рабочего процесса.



Фиг. 7.

Добавочное испарение продолжается в течение периода выпуска пара, а в некоторых машинах, как, напр., машинах с конденсацией без паровой рубашки, оно только начинается при выпуске. Заимствованная от стенок цилиндра в течение этого добавочного испарения теплота окончательно теряется для полезной мощности машины, так как вторично испаряемая этой теплотой осаждаемая на стенках вода выходит наружу или поступает в конденсатор. Кроме того добавочное испарение в течение выпуска пара в незначительной степени увеличивает противодействие в машине.

Вышеописанный обмен теплоты между паром и стенками цилиндра и сопряженные с ним потери пара и теплоты находятся в зависимости:

1. От величины охлаждающих поверхностей. Из этих поверхностей наиболее вредное влияние имеют поверхности вредного пространства, так как свежий пар прежде всего встречается именно с этими поверхностями, а следовательно, долго остается с ними в соприкосновении. Поэтому необходимо по возможности ограничивать эти поверхности не только путем коротких паровых каналов, небольшого зазора между крышкой цилиндра и поршнем в мертвой точке, но также и у распределительных органов (клапанов, клапанных коробок и т. д.). Влиянием охлаждающих поверхностей объясняется также уменьшение потерь от начальной конденсации с увеличением размеров и мощности машины; поверхности машины возрастают только с квадратом, а мощность — с 3-й степенью линейных размеров.

2. От свойства пара, а именно от содержания в нем влажности и от плотности его. Содержание влажности в паре повышает начальную конденсацию в том отношении, что эта влажность в виде воды также осаждается на стенках цилиндра, повышая этим конденсирующую способность этой стенки. Находящаяся уже в цилиндре в начале впуска конденсационная вода вредно действует в том же смысле. Таким образом, путем применения сухого пара и путем быстрого отвода или предупреждения образования конденсационной воды (изолированием цилиндра снаружи) можно ограничить потери от обмена теплоты.

Плотность пара, как доказано новейшими исследованиями, имеет громадное влияние на рассматриваемый обмен теплоты. Чем меньше плотность пара, тем меньше теплопроводность пара, а следовательно, тем, при прочих равных условиях, меньше обмен теплоты, и наоборот. Поэтому при насыщенном паре, где плотность увеличивается

с давлением, от поднятия давления выше ныне употребительного наивысшего давления 12 до 15 кг/см² едва ли можно ожидать более выгодного использования теплоты в поршневой паровой машине, так как преимущество высокого давления (см. § 39) здесь уничтожается усилением начальной конденсации. Перегревание же пара, при котором с повышением температуры и одинаковым давлением его плотность уменьшается, образует действительный способ уменьшения обмена теплоты между паром и стенками цилиндра и сопряженных с ним потерь, а следовательно, и повышения использования теплоты в поршневой паровой машине¹⁾. Несколько меньшее, чем это принимали, влияние на обмен теплоты имеют:

3. Падение температуры. Чем разность температур впускаемого и выпускаемого пара больше, тем больше бывает избыток температуры впускаемого пара над температурой стенки цилиндра. Поэтому обмен теплоты должен возрастать с давлением впуска и убывать с давлением выпуска. Затем при машине с конденсацией он должен быть больше, нежели при соответственной машине без конденсации. Но этот взгляд опровергнут опытами Дэрфеля²⁾, по которым вообще усиление падения температуры, именно книзу, мало влияет на обмен теплоты.

4. Число оборотов и скорость поршня. Так как с возрастанием обоих уменьшается время, в течение которого пар находится в соприкосновении со стенками цилиндра, то большие числа оборотов и большие скорости поршня должны уменьшать обмен теплоты. По опытам Вилланса это подтвердилось только у быстроходных машин с большим числом оборотов и коротким ходом, между тем как при других опытах над машинами с нормальными ходами при большом числе оборотов получалось противоположное.

5. Наполнение, с возрастанием которого, по прежним взглядам, обмен теплоты должен уменьшаться. Но по новейшим данным потеря, происходящая от охлаждения впускаемого пара, мало или почти вовсе не изменяется в пределах употребительных наполнений.

§ 8. Паровая рубашка и перегрев пара. Для уменьшения обмена теплоты между паром и стенками цилиндра вообще применяются три способа, а именно:

1. Разделение падения температуры путем многоступенчатого расширения пара в двух или трех цилиндрах. Подробности об этом приведены ниже в отделе «многосилиндровые машины».

2. Паровая рубашка, в прежнее время часто применявшаяся при машинах, работающих насыщенным паром. В цилиндре, снаружи отапливаемом свежим паром, разность температур внутренних слоев стенки цилиндра и соприкасающегося с ней пара бывает меньше, нежели при отсутствии отапливания. Вследствие этого в присутствии паровой рубашки не только происходит более раннее окончание вторичного испарения и большее его распространение на период расширения, нежели на период выпуска, но также уменьшается начальная конденсация. С другой стороны, при отапливаемом цилиндре потери от лучеиспускания наружу бывают больше, и теплота переходит от стенок цилиндра в выпускаемый пар. Но обусловленные последним обстоятельством потери теплоты незначительны, так как в цилиндре с паровой рубашкой вследствие меньшего оседания воды передача теплоты происходит больше путем лучеиспускания, нежели путем проводимости. Образующаяся в паровой рубашке путем вторичного испарения (в цилиндре) и отдачи теплоты выпускаемому пару конденсационная вода, которая требует по возможности быстрого и тщательного отвода³⁾, должна быть принята в расчет при определении полезного действия рубашки и вычтена из количества пара, сбереженного путем меньшей начальной конденсации. При правильно действующих паровых рубашках весь рас-

¹⁾ Вышеуказанные положения ошибочны. Влияние плотности пара на теплообмен не так велико, как указывает автор. В частности, по новейшим исследованиям Якоба, коэффициенты теплопередачи насыщенного и перегретого пара почти одинаковы. Повышение давления насыщенного пара невыгодно главным образом потому, что отработавший пар при этом содержит большое количество влаги. *Прим. ред.*

²⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 1237.

³⁾ Конденсационную воду от паровой рубашки лучше всего направить обратно в котел после надлежащей ее очистки.

ход пара уменьшается приблизительно на 10—20%, и количество конденсационной воды составляет 7—12% всего расхода пара.

Полезная паровая рубашка в машинах для насыщенного пара с такой начальной конденсацией больше, нежели в машинах с малой конденсацией. Поэтому, согласно § 16, паровая рубашка тем выгоднее отражается на расходе пара, чем больше, при прочих равных обстоятельствах, охлаждающие поверхности и чем влажнее пар; кроме того польза ее в машинах с конденсацией вообще больше, нежели в машинах без конденсации. В быстроходных машинах выгода паровой рубашки меньше, нежели в тихоходных, поэтому быстроходные машины для насыщенного пара с большим числом оборотов и коротким ходом большей частью строятся без паровых рубашек. У паровых машин для насыщенного пара с большими скоростями поршня, насколько они еще строятся, паровая рубашка все более и более исчезает. Относительно ее применения в машинах для перегретого пара см. ниже.

Что касается устройства и выполнения паровой рубашки, то различают рубашки с неподвижным и с текучим паром. При рубашках с неподвижным паром от паропроводной трубы машины отводится особая ветка к рубашке, а при рубашке с текучим паром свежий пар до поступления своего в цилиндр проходит через рубашку. Мнения о достоинствах обоих этих типов отопления расходятся; некоторые признают отопление текучим паром более действительным, так как при нем отапливающий пар постоянно меняется. Но, с другой стороны, пар при проходе через рубашку претерпевает некоторое понижение давления, а также не исключена возможность увлечения в цилиндр вместе с паром части конденсата из рубашки.

Эффективным способом отопления стенок является также отопление цилиндрических рубашек, так как вследствие больших их поверхностей они принимают весьма сильное участие в обмене теплоты и дольше находятся в соприкосновении с притекающим свежим паром.

3. Перегрев пара. Выгоды перегрева пара бывают теоретического и практического характера. Теоретическая выгода, доставляемая перегретым паром вследствие более значительного падения температуры и большего удельного объема при одинаковом давлении, согласно § 39, для машин с выпуском в атмосферу несколько больше, нежели для машин с конденсацией, составляя для обоих типов машин только несколько процентов, причем машина для перегретого пара вследствие сильнее понижающейся кривой расширения на индикаторной диаграмме для достижения той же мощности должна иметь от 5 до 15% большее наполнение, нежели соответствующие машины для насыщенного пара.

Гораздо важнее то преимущество перегретого пара, которое обуславливается его меньшей плотностью и связанным с ней ухудшением теплопроводящей способности¹⁾ и которое влечет за собой значительное уменьшение теплообмена между паром и стенками цилиндра. Так, по вышеописанным опытам проф. Дэрфеля при повышении температуры перегрева от 25,5 до 142,5° Ц отдававшееся стенкам цилиндра в период наполнения количество теплоты уменьшилось с 2106,5 до 480,6 ед. тепл., а по опытам Зеemана²⁾ при повышении температуры перегрева с 0° до 170° Ц количество переданной теплоты понизилось от 36,2 до 9,3% всего количества доставленной теплоты. Пока пар в цилиндре перегрет, никакой начальной конденсации не происходит; она начинается лишь тогда, когда пар достигает состояния насыщения. Таким образом, при достаточном перегреве осаждение воды, усиливающее собой теплообмен, устраняется не только в течение периода впуска, но более или менее также в период расширения. Отсутствие или уменьшение осаждения воды ограничивает далее отдачу теплоты стенками цилиндра выпускаемому пару, так как хотя это пар в машинах с выпуском в атмосферу при умеренном перегреве оставляет цилиндр в сухом насыщенном состоянии, а при более сильном перегреве даже в перегретом состоянии, однако произведенные в этом направлении опыты не обнаружили никакого повышения потери выпуска по сравнению с машиной для насыщенного пара.

¹⁾ См. примечание 1 на предыдущей стр. Согласно новейшим данным, теплопроводность пара уменьшается тем сильнее, чем больше его температура, что не происходит осаждения воды на стенках цилиндра и тем самым не происходит с ним вторичного испарения, отнимающего от стенок большое количество теплоты.

²⁾ См. Дуббелъ, Паровые машины и паровые турбины.

По Бернеру ¹⁾ расход теплоты в одноцилиндровых машинах, при допущении пропорциональности между температурой и расходом тепла, на каждые 50° перегрева бывает:

при машинах с выпуском в атмосферу по меньшей мере на 8%,
а при машинах с конденсацией по меньшей мере на 7%

меньше, нежели при работе насыщенным паром. Для неэкономно работающих паровых машин для насыщенного пара с большим расходом теплоты это сбережение, весьма различное в отдельных случаях, получается, конечно, значительно больше.

Уменьшение обмена теплоты путем перегрева пара имеет своим последствием то, что одноцилиндровые паровые машины для перегретого пара при большом перегреве показывают тот же расход пара, как машины-компаунд, работающие насыщенным паром. Это обстоятельство повлекло за собой усиленное применение одноцилиндровых машин со времени введения перегрева пара, преимущественно в тех случаях, когда принимается в расчет сбережение, достигнутое меньшими расходами на амортизацию и на проценты стоимости более дешевой одноцилиндровой машины для перегретого пара по сравнению со сложной и более дорогой компаунд-машиной для насыщенного пара.

Паровая рубашка в машинах для перегретого пара приносит тем меньше пользы, чем выше пар перегрет. Поэтому при ныне применяемом перегреве паровые машины для перегретого пара большей частью не снабжаются паровыми рубашками, и еще тем более, что высокие температуры здесь понуждают к возможно простому виду отливаемого цилиндра. Только в паровых машинах для перегретого пара с устроенными в крышке клапанами применяется отопление крышек текучим паром для возможного повышения температуры тесно соприкасающихся с поступающим паром вредных поверхностей (см. § 18) и для предохранения по возможности поступающего пара от охлаждения. В прямоточных машинах (см. § 9) на основании нижеприведенных соображений применяется еще отопление поверхности цилиндра по концам (ступенчатое отопление).

§ 9. Прямоточная машина. При предположенном до сих пор устройстве цилиндра пар поступает и выходит у крышки каждой стороны цилиндра, а при плоских и поршневых золотниках—даже по одним и тем же каналам; следовательно, пар по окончании хода поршня для поступления в выпускную трубу должен менять свое направление. Машины с подобными цилиндрами могут быть названы машинами с переменным направлением пара, в отличие от прямоточных машин, в которых пар, как в паровой турбине, протекает по цилиндру большей частью по одному и тому же направлению, и только подвергаемое сжатию количество пара совершает обратное движение. Это достигается, по фиг. 8, соответствующей конструкции проф. Штумпфа в Берлине, путем расположения выпуска по середине цилиндра и распределения его помощью парового поршня. Если ширина выпуска, как обыкновенно, составляет $\alpha_0 = 1/10$ хода поршня, то для бесконечно длинного шатуна получается:

наполнение + расширение	90%
опережение выпуска и выпуск пара по .	10%
сжатие + опережение впуска опять . . .	90%

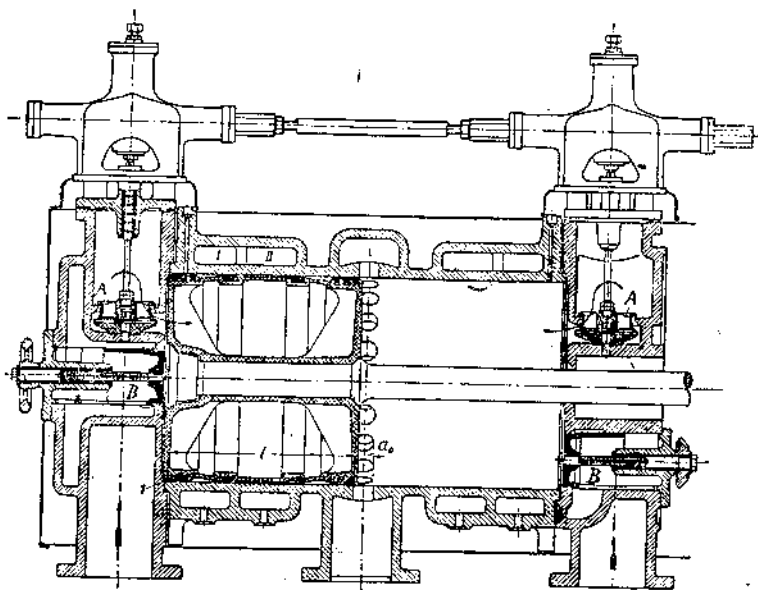
хода поршня. При этом поршень должен иметь длину $\sim 9/10$ хода.

Выпускные щели выходят в прилитый вокруг цилиндра кольцевой в виде выступа канал, к которому по возможности непосредственно примыкает конденсатор. Свежий пар протекает сперва цилиндры крышки, причем они нагреваются, и затем через впускные клапаны *A* поступает в цилиндр. Обыкновенно машина работает с конденсацией, а для временной только работы с выпуском в атмосферу устроены добавочные клапаны *B*, помощью которых вредные пространства, составляющие при конденсации 1,5% ²⁾, могут быть увеличены, так как в противном случае получалось бы слишком высокое давление сжатия. Фиг. 9 изображает индикаторную диаграмму прямоточной машины с конденсацией.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 114.

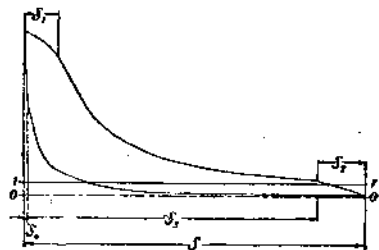
²⁾ Эта цифра может быть достигнута лишь в исключительных случаях. Чаще вредное пространство в прямоточной машине составляет $3 \div 5\%$ рабочего объема цилиндра. *Прим. ред.*

Прямоточные машины дали расход пара, достигнутый только лучшими компаунд-машинами. Этот высокий к. п. д. приписывают прямому течению пара в цилиндре, которое рассматривается как термическое усовершенствование по сравнению с переменным течением пара. Соответственно вышеописанному отоплению прямоточного цилиндра, при котором температура нагрева крышечных поверхностей бывает наивысшая, наружных концов цилиндра *I* (на фиг. 8) несколько ниже, а внутренних



Фиг. 8.

II—самая низкая, между тем как средняя часть цилиндра вовсе не отапливается при прямом течении пара устанавливается более выгодное наложение температур пара в цилиндре, нежели при переменном течении. Принимают, что слои пара во вредных пространствах и в крышках вовсе не доходят до выпускных щелей, так что содержащиеся в них количества теплоты не могут теряться при выпуске. Но этому противоречит то соображение, что выпуск пара, ограниченный в прямоточной машине весьма коротким промежутком времени только в $\sim 1/10$ хода поршня, происходит весьма энергично. Поэтому вероятнее будет предположить, что в конце расширения пар в прямоточном цилиндре, как и в других машинах с конденсацией, также находится везде в одинаковом влажном состоянии и бывает высушен в крайнем случае только у крышек. В таком случае при прямом течении поверхность поршня играет ту же роль, как крышка цилиндра при переменном течении, и у обоих происходит одинаковый теплообмен между паром и стенками.



Фиг. 9.

Малый расход пара прямоточными машинами более обуславливается конструктивными преимуществами их цилиндров, в которых можно отнести: небольшие вредные пространства и поверхности охлаждения, достигаемые путем расположения выпускных клапанов в цилиндрических крышках; отсутствие выпускных каналов и клапанов; интенсивный обогрев крышек притекающим впускным паром; затем сюда можно отнести еще то обстоятельство, что выпускная часть цилиндра остается в соприкосновении с рабочим паром в течение небольшой части хода и поэтому большей частью совершенно исключена из теплообмена с ним; наконец, большие поперечные сечения выпуска, которые, в связи с непосредственным примыканием конденсатора к цилиндру, образуют весьма малые сопротивления вытекающему пару,

причем обычно высокий вакуум в конденсаторе прямоточной машины полностью распространяется на цилиндр. Эти преимущества, перенесенные на переменноточные машины, повлекли бы за собой такой же расход пара, как и в прямоточной машине. Доказательством этому могут служить опыты, произведенные проф. Грассманом в Карлсруэ над двумя машинами, имевшими одинаковые вредные пространства и поверхности охлаждения как по величине, так и по форме и работавшими с одинаковым сжатием и давлением выпуска, но при которых направление течения пара в цилиндре совершенно независимо от других условий происходило раз по переменному течению, как в обыкновенных машинах, а другой раз по прямому течению, как в прямоточной машине. Результаты этих опытов показали полное равенство расхода пара и теплоты в обеих машинах.

§ 10. Расчет одноцилиндровых машин. Измеряемая в масштабе работ площадь индикаторной диаграммы, согласно стр. 9, выражает работу, совершаемую паром на 1 см² полезной рабочей площади поршня в течение одного оборота. Если для задней стороны цилиндра означают:

p_i — среднее индикаторное давление в кг/см², т. е. измеренную в масштабе давлений среднюю высоту диаграммы (высота прямоугольника, равновеликого площади диаграммы);

O — полезную площадь поршня в см², т. е. площадь поршня за вычетом площади сечения приходящегося с этой стороны поршневого штока;

S — ход поршня в метрах и вместе с тем измеренное в масштабе длины основание диаграммы;

n — число оборотов в минуту,

то площадь индикаторной диаграммы составляет $p_i S$, а индикаторная работа пара на задней стороне поршня в течение одного оборота составляет $p_i O S$. Так как число оборотов в секунду составляет $\frac{n}{60}$, то индикаторная мощность этой стороны поршня в килограммометрах будет

$$p_i O S \frac{n}{60},$$

или, при средней скорости поршня $c_m = \frac{Sn}{30}$, она составляет

$$\frac{1}{2} p_i O c_m.$$

Для кривошипной стороны поршня, для которой в предыдущее выражение следует подставить p'_i и O' , получится

$$\frac{1}{2} p'_i O' c_m,$$

так что индикаторная мощность машины в л. с. будет

$$N_i = \frac{1}{2 \cdot 75} (p_i O + p'_i O') c_m. \quad (1)$$

При $O' = O$ и $p'_i = p_i$ получается

$$N_i = \frac{p_i O c_m}{75}. \quad (1')$$

При механическом коэффициенте полезного действия

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

полезная или эффективная мощность в л. с. (измеряемая на главном валу) составит

$$N_e = \eta_m N_i. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) могут служить для вычисления мощности существующей или воображаемой существующей машины данных размеров; в первом случае p_i и p'_i определяются по снятым с машины индикаторным диаграммам (см. § 36), а во втором случае они определяются по нижеприведенному способу.

Для проектируемой новой машины данной полезной мощности, на-оборот, ур-ия (1) и (2) в виде

$$O = \frac{75 N_i}{P_i c_m} = \frac{75}{P_i c_m} \frac{N_e}{\eta_m} \quad (3)$$

могут служить для вычисления требуемой полезной площади поршня.

Среднее индикаторное давление p_i в этом случае определяется из проектируемой индикаторной диаграммы (см. § 11) или же вычисляется по данным, приведенным ниже (см. § 13).

Подлежащая нашему выбору средняя скорость поршня c_m непрерывно возрастает и в настоящее время составляет:

$c_m = 3$ до 5 м/сек для машин с клапанным парораспределением и
 $c_m = 2,5$ — $3,5$ м/сек для золотниковых парораспределений.

Принимаемое значение механического коэффициента полезного действия η_m обуславливается размерами, тщательностью выполнения и обслуживанием машины и может быть принято

$\eta_m =$ от $0,85$ до $0,95$ для машин с выпуском в атмосферу,
 $\eta_m =$ от $0,83$ до $0,93$ для машин с конденсацией,

причем большие значения относятся только к крупным современным хорошо проработавшимся машинам лучшего выполнения при хорошем обслуживании.

Машиностроительный завод Гумбольдт в Кальке для своих горизонтальных машин с клапанным парораспределением дает следующие степени полезного действия:

диаметр цилиндра . . .	300	325	325	375	375	425	500	550	600	650
ход поршня	450	500	600	600	700	700	800	900	1000	1100
при выпуске в атм. η_m . . .	0,87	0,89	0,89	0,895	0,895	0,90	0,90	0,905	0,905	0,91
» конденсации η_m . . .	0,85	0,86	0,86	0,865	0,87	0,87	0,875	0,88	0,88	0,885

Из вычисленной полезной площади поршня O при прибавке к ней $1,5$ до 3% на поперечное сечение поршневого штока диаметр D отверстия цилиндра в метрах получается из уравнения

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{1,015 \cdot O}{10000} \text{ до } \frac{1,03 \cdot O}{10000} \quad (4)$$

Наконец, ход поршня S и число оборотов в минуту n должны удовлетворять условию

$$c_m = \frac{S n}{30}$$

По этой формуле S вычисляется по выбранному значению n , причем необходимо принять в расчет следующие данные.

Число оборотов составляет:

$n =$ от 105 до 180 для машин с принудительным клапанным парораспределением;
 $n =$ от 90 до 130 (140) для машин с расцепным клапанным парораспределением;
 $n =$ от 90 до 120 для машин с золотниковым парораспределением старого типа;
 $n =$ от 150 до 300 для машин с новейшим парораспределением поршневыми золотниками.

Отношение хода к диаметру обыкновенно делают:

$\frac{S}{D} = 1,3$ до $1,8$ для горизонтальных нормальных машин;

$\frac{S}{D} = 0,9$ до $1,3$ для вертикальных нормальных машин и горизонтальных или вертикальных быстроходных машин.

Большой ход поршня уменьшает вредные пространства и поверхности, а также потери от неплотности поршня. Но вредное действие вредных пространств при перегретом паре имеет сравнительно мало значения. Короткий ход поршня понижает стоимость изготовления и уменьшает удлинение машины от нагревания, а также допускает лучшую поддержку поршня помощью поршневого штока. Машиностроительные заводы, с целью уменьшения числа типов кривошипных механизмов для своих машин, выбирают для небольших машин (с ходом до $0,5$ м) ход, выражающийся цифрами с промежутками через 50 , а для более крупных машин — через 100 мм.

1. Горизонтальные золотниковые машины Дингелеровского машиностроительного завода, Цейбриген.

Цилиндр.				Эффективная мощность в лошадиных силах													
Диаметр мм	Ход мм	Число оборо- тов макс.	Средняя ско- рость поршня м/сек	Давление впуска атм													
				6	7	8	9	10	11	12							
				Н а п о л н е н и е													
Выпуск в атмосферу				0,25	0,40	0,23	0,38	0,20	0,35	0,18	0,32	0,16	0,27	0,14	0,24	0,12	0,22
				норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.
225	350	225	2,63	28	37	34	45	38	50	42	56	45	60	—	—	—	—
250	400	200	2,67	35	46	43	58	48	64	52	70	55	75	—	—	—	—
275	450	190	2,85	45	60	56	75	62	84	68	90	72	96	—	—	—	—
300	500	180	3,00	58	78	70	95	78	105	85	115	90	120	—	—	—	—
325	550	170	3,12	72	96	85	115	95	130	105	140	110	150	115	155	120	160
350	600	160	3,20	85	115	100	140	115	155	125	170	135	180	140	185	145	190
С конденсацией				Н а п о л н е н и е													
				0,14	0,30	0,13	0,26	0,12	0,22	0,11	0,20	0,09	0,18				
				норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.		
275	450	190	2,85	45	70	58	78	62	84	68	90	72	96				
300	500	180	3,00	58	90	70	100	78	105	85	115	90	120				
325	550	170	3,12	72	110	85	120	95	130	105	140	110	150				
350	600	160	3,20	85	130	100	145	115	155	125	170	135	180				

2. Горизонтальные машины с клапанным распределением завода Борзиг, Берлин-Тегель.

Цилиндр		Число оборотов	Средняя ско- рость поршня м/сек	Эффективная мощность в лошадиных силах											
Ход мм	Диаметр мм			Выпуск в атмосферу						Конденсация					
				Давление впуска атм											
				8,5		10,5		12,5		8,5		10,5		12,5	
норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.	норм.	макс.		
500	280	170	2,83	44	57	60	78	76	98	42	55	53	69	64	83
	305	170	2,83	52	68	69	90	96	125	49	64	63	82	77	100
	360	170	2,83	73	95	100	130	125	162	70	91	88	114	106	138
600	325	155	3,10	65	85	88	114	110	143	62	80	79	103	96	125
	350	155	3,10	75	97	100	130	125	162	72	94	92	120	112	155
	400	160	3,20	99	130	139	180	178	232	100	130	124	160	148	192
700	360	135	3,15	81	105	110	143	138	180	78	101	100	130	122	158
	390	135	3,15	96	125	130	169	162	210	92	115	115	150	138	180
	430	150	3,50	137	178	185	240	232	302	130	163	166	216	200	260
800	400	125	3,33	104	135	142	184	180	234	103	134	129	168	145	188
	430	125	3,33	124	161	168	218	212	276	119	155	150	195	180	234
	500	135	3,60	180	234	244	317	308	400	175	228	218	284	260	338
900	450	125	3,75	152	198	206	268	250	325	145	188	185	240	225	292
	480	125	3,75	173	225	235	305	290	380	167	217	210	273	253	329
	550	125	3,75	230	299	310	405	390	507	220	286	276	359	330	430
1000	509	107	3,57	181	236	246	320	310	403	172	224	216	281	260	338
	535	107	3,57	207	269	282	366	356	463	198	258	250	325	300	390
	610	125	4,17	312	406	425	550	535	695	300	390	380	495	460	600

Прилагаемая таблица дает мощности нормальных одноцилиндровых машин. Они приблизительно соответствуют приведенным в ур-на (9), стр. 31, принятым значениям p . Давления представляют собой давления у машины (у золотниковой или клапанной коробки), а наполнения служат для насыщенного пара; при перегретом паре они на 2—3% больше, в зависимости от перегрева.

§ 11. Построение индикаторной диаграммы для проектируемой одноцилиндровой машины. Среднее индикаторное давление p_i вновь рассчитываемой паровой машины данной мощности проще всего определяется по индикаторной диаграмме, построенной по нижеизложенным данным и могущей также служить для проектирования парораспределения.

Основание диаграммы рационально принимать равным 100 мм, а масштаб сил выбирается так, чтобы высота диаграммы не превышала 60—70 мм.¹⁾

Длина вредного пространства $S_0 = m \cdot S$, отнесенная к полезной площади поршня O , может быть нанесена для следующих значений коэффициента $m = \frac{S_0}{S}$ в зависимости от отношения $\frac{S}{D}$ хода поршня к диаметру цилиндра:

$m =$ от 5 до 10% для плоских золотников;

$m =$ от 7 до 16% для поршневых золотников;

$m =$ от 3 до 6% для поворотных золотников;

$m =$ от 6 до 12% для клапанов над и под цилиндром;

$m =$ от 4 до 6% для клапанов в крышке, понижаясь до

$m =$ от 1,5 до 3,5% для прямоточных машин и машин с очень малыми вредными пространствами.

Давление впуска p_i определяет собой точку a (фиг. 10). Так как пар в трубе, во внутренних парораспределительных органах и каналах цилиндра претерпевает падение давления вследствие трения, торможения и т. д., то значение p_i всегда следует принимать меньше давления в котле, а именно в среднем на 0,5 кг/см² или на 0,1 до 0,2 ат меньше давления p_0 перед машиной. При коротких достаточно широких трубопроводах и достаточно больших проходных сечениях запирающих органов и каналов эта разность может понизиться до половины приведенной, а в противоположных случаях она может удвоиться.

По Гутермуту падение давления в трубопроводе составляет

$$z = \frac{15}{10^6} \gamma \frac{l}{d} v^2,$$

Фиг. 10.

где γ —плотность пара (см. табл. в «Прибавлении») при среднем давлении в трубопроводе;

l —длина трубопровода в метрах;

d —внутренний диаметр трубы в сантиметрах;

v —средняя скорость пара в трубе в метрах в секунду.

Величина пути на заполнения S_1 определяется путем обратного построения кривой расширения от выбранного конечного давления p_e расширения в конце хода (точка e на фиг. 10). Выбирают:

$p_e =$ от 1,6 до 2 ата при машинах с выпуском в атмосферу, и

$p_e =$ от 0,6 до 1 ата при машинах с конденсацией,

и согласно вышесказанному вообще тем меньше, чем выше стоимость топлива; оно выбирается ниже при непрерывной работе, нежели при работе с частыми перепадами.

Линия впуска abc чертится на диаграмме в виде наклонно спускающейся прямой, переходящей в кривую расширения при помощи дуги. Спуск этой линии

¹⁾ В этой книге на фигурах эти условия размеров диаграмм не соблюдены по другим обстоятельствам.

делается тем сильнее, чем с большей скоростью пар должен протекать через распределительные каналы, а дуга делается тем больше, чем медленнее происходит закрытие каналов парораспределительными органами. Конечное давление впуска $p_2 = \beta p_1$, одновременно составляющее начальное давление расширения, может быть принято на 1 до 2,5 *ат* меньше, нежели p_1 .

Кривая расширения cd для насыщенного пара чертится как равносто-
ронняя гипербола обратно от точки e , а при перегретом паре — в виде политропы $pv^n = \text{const}$, где показатель n политропы, при ныне применяемых температурах пара в 250 до 350° Ц, сообразно таблице Гинца, принимается $n = 1,05$ до 1,25, а именно понижая его с повышением начального давления и повышая с повыше-
нием начального перегрева и наполнения.

Построение политропы см. § 12.

Значения показателя n кривой расширения.

		$p_1 = 8$	$p_1 = 10$	$p_1 = 12$	$p_1 = 14$	$p_1 = 16 \text{ ат}$
Начальная температура пара	250° Ц	1,12	1,11	1,10	1,09	1,08
	300° Ц	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14
	350° Ц	1,24	1,23	1,22	1,21	1,20

Опережение в выпуска делается тем больше, чем больше число оборотов или скорость поршня машины, и большей частью составляет:

для машин с выпуском в атмосферу от 8 до 15% ($S_2 =$ от 0,08 S до 0,15 S на фиг. 10).

для машин с конденсацией от 10 до 20% ($S_2 =$ от 0,1 S до 0,2 S).

Кривая опережения выпуска чертится на-глаз.

Линия выпуска fg в части, примыкающей к кривой опережения выпуска, направляется горизонтально и только к концу хода более или менее подымается в зависимости от более медленного или более быстрого запираания выпускного канала. Давление выпуска обыкновенно составляет:

для машин с выпуском в атмосферу $p_2 =$ от 1,1 до 1,2 *ат*,

для машин с конденсацией $p_2 =$ от 0,1 до 0,2 *ат*,

в зависимости от длины выпускной трубы и сопротивлений в ней.

Для выпуска через щели в плотно примыкающий конденсатор (прямоточных машин) p_2 может быть еще ниже 0,1 *ат*, между тем как при температурах выпускаемой воды выше 45° Ц значение p_2 может быть выше 0,2 *ат*. Последнее имеет место также для выпуска в атмосферу при использовании отработавшего пара для отопления и других целей, где бывают противодавления до 5 или 6 *ат*.

Кривая сжатия gh обыкновенно строится от точки h назад в виде поли-
тропы (см. § 12), причем показатель n , по «Нутте», составляет от 1,1 до 1,3, а именно меньшее значение для конденсации, а верхнее значение для выпуска в атмосферу в зависимости от степени сжатия. В машинах с конденсацией (за исключением прямоточных машин) конечное давление сжатия p_c редко превышает 1 *ат*; при выпуске в атмосферу она должна быть не менее, чем на $\frac{p_2}{3}$, менее наимизшего давления впус-
ка p_1 . При золотниковых парораспределениях необходимо принять во внимание остальные условия парораспределения. Поэтому большей частью p_c устанавливается путем проб.

Опережение впуска в среднем имеет величину от 0,8 до 2% ($S_4 =$ от 0,992 S до 0,98 S на фиг. 10). На диаграмму оно наносится в виде прямой линии.

Данные относительно продолжительности периодов опережения впуска и выпуска не могут служить для машин с одним распределительным органом для впуска и выпуска, здесь невозможно дать какие-нибудь определенные данные относительно этих периодов, так как последние в свою очередь определяют собой другие периоды, от которых они также зависят.

Для определения среднего индикаторного давления p_i по построенной таким образом индикаторной диаграмме пользуются или планиметром, или следующим прави-
лом. Путем обвода планиметром получается площадь, а делением этой площади на длину диаграммы получается ее средняя высота p_i . Планиметры, специально при-

способенные для вычисления диаграмм, непосредственно дают среднюю высоту диаграммы, если специально для этой цели предназначенные ножки расставлены на длину диаграммы. При определении p , без помощи планиметра длина диаграммы по фиг. 10 делится на 10 равных частей. По ординатам $y_0, y_1 \dots y_{10}$, из которых y_0 находится в первой четверти первой части, y_{10} — в последней четверти последней части, получается в масштабе давлений

$$p_1 = \frac{1}{10} \left(\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 + y_9 + \frac{y_{10}}{2} \right).$$

§ 12. Построение кривых расширения и сжатия. Наносимая при насыщенном паре согласно закону $pv = \text{const}$ на проектируемую диаграмму в виде кривой расширения равносторонняя гипербола может быть вычерчена по одному из следующих способов:

1. Если на фиг. 11 точка $I(p_1, v_1)$ представляет собой точку, через которую должна пройти кривая, то определяют точки пересечения произвольных лучей $O-2, O-3, O-4 \dots$ с горизонталью $x-x$ и вертикалью $y-y$ через I и через каждые две соответствующие точки пересечения проводят вертикальную и соответственно горизонтальную прямые. Последние тогда пересекаются в точках $II, III, IV \dots$ кривой. Идущие вправо и под I лучи $O-2, O-3, O-4 \dots$ дают кривую расширения $I-II-III-IV \dots$, а идущие слева над I луча $O-2', O-3', O-4' \dots$ дают кривую сжатия $I-II'-III'-IV' \dots$

Правильность этого способа вытекает из отношений

$$\frac{OA_1}{OA_2} = \frac{A_1C_1}{A_2C_2} \text{ или } \frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1}$$

или

$$v_1 p_1 = v_2 p_2 = \text{const.}$$

2. Проводя, по Пралю (фиг. 12), через точку I несколько произвольных прямых $2A_2, 3A_3, \dots$ и делая $A_2II = I2, A_3III = I3, \dots$ находим точки II, III кривой расширения. Для кривой сжатия необходимо соответственно сделать $A_2'II' = I2'$ определения, например, точки II' .

Линии через I могут не быть проведены, а достаточно провести сторону треугольника через I и соответствующие расстояния отложить помощью циркуля. Равносторонняя гипербола тогда получается путем отметки уколов циркуля, и всякие вспомогательные линии отпадают.

Правильность этого способа получается из отношений

$$\frac{A_2B_2}{A_2B_1} = \frac{IIB_2}{IB_1},$$

или так как

$$A_2B_2 = IC_1 = v_1, \quad A_2B_1 = OB_2 = v_2,$$

то получается

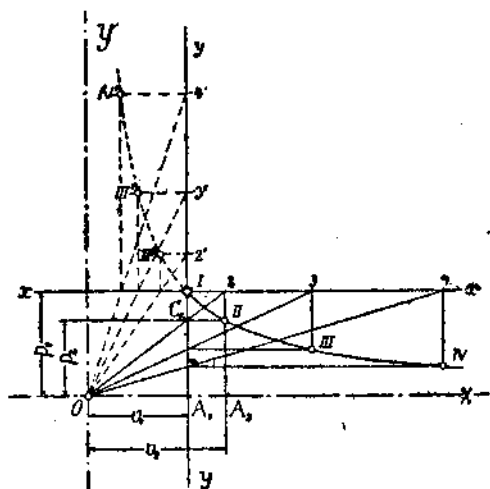
$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \text{ или } v_1 p_1 = v_2 p_2 = \text{const.}$$

При перегретом выпускаемом паре кривая расширения, а также и кривая сжатия при насыщенном или перегретом паре, строится в виде политропы по закону $pv^n = \text{const}$. Данные относительно показателя приведены выше (см. § 11). Политрона с достаточным приближением может служить адиабатой (кривой расширения или сжатия без сообщения и заимствования теплоты) водяного пара:

$n = 1,135$ при первоначально сухом насыщенном паре,

$n = 1,035 + 0,1x$ при первоначально влажном паре (паросодержание $x > 0,7$),

$n = 1,3$ при первоначально перегретом паре.



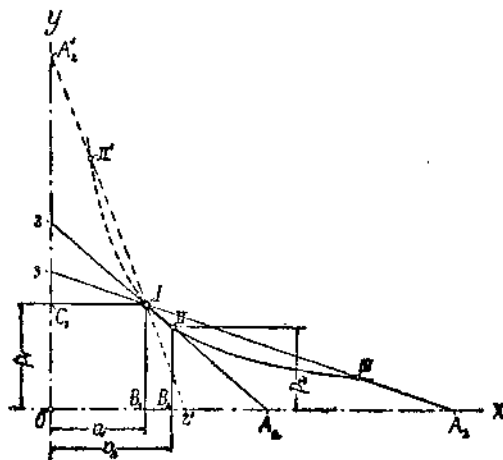
Фиг. 11.

Для построения политроны могут служить следующие два способа.

Первый из них предложен Брауэром ¹⁾. Если I (фиг. 13) есть начальная точка, то через точку O проводят под углом α к оси x -ов прямую ON и под углом β к оси y -ов прямую OM . Угол α выбирается произвольно, а угол β определяется уравнением

$$1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n.$$

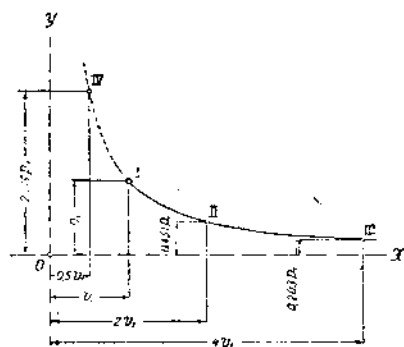
Если провести через I горизонтальную прямую Ix и вертикальную прямую Iy и через полученные таким образом точки B_1 и C_1 провести прямые под углом 45° , то проведенные через D_2 и A_2 горизонтальная и соответственно вертикальная прямые определяют точку II кривой расширения. От точки II этот способ может быть продолжен таким же путем. При обратном порядке последовательности получается точка III кривой сжатия. Для получения возможно большего числа точек кривой угол α должен быть выбран не слишком большим.



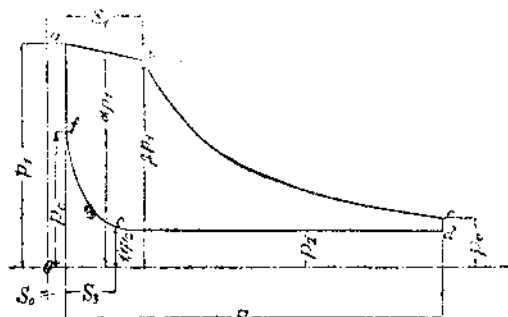
$\frac{v_2}{v_1} =$	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10
$n = 1,05; \frac{p_2}{p_1} = \dots$	0,483	0,382	0,316	0,233	0,185	0,152	0,130	0,113	0,100	0,082
$\gg = 1,10; \gg = \dots$	0,467	0,365	0,299	0,218	0,170	0,139	0,118	0,102	0,089	0,079
$\gg = 1,15; \gg = \dots$	0,451	0,349	0,283	0,203	0,157	0,127	0,107	0,092	0,080	0,071
$\gg = 1,20; \gg = \dots$	0,435	0,333	0,268	0,190	0,145	0,116	0,097	0,083	0,072	0,063
$\gg = 1,25; \gg = \dots$	0,420	0,318	0,253	0,177	0,134	0,106	0,088	0,074	0,064	0,056
$\gg = 1,30; \gg = \dots$	0,406	0,304	0,240	0,165	0,123	0,097	0,080	0,067	0,058	0,050

Сжатие.

$\frac{v_2}{v_1} =$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1
$n = 1,05; \frac{p_2}{p_1} = \dots$	1,117	1,264	1,454	1,710	2,071	2,617	3,540	4,287	5,419	11,22
$\gg = 1,10; \gg = \dots$	1,123	1,278	1,480	1,754	2,144	2,740	3,760	4,595	5,873	12,59
$\gg = 1,15; \gg = \dots$	1,129	1,293	1,507	1,799	2,219	2,868	3,993	4,925	6,365	14,12
$\gg = 1,20; \gg = \dots$	1,135	1,307	1,534	1,846	2,298	3,003	4,241	5,278	6,899	15,85
$\gg = 1,25; \gg = \dots$	1,141	1,322	1,562	1,894	2,378	3,144	4,504	5,657	7,477	17,78
$\gg = 1,30; \gg = \dots$	1,147	1,337	1,590	1,943	2,462	3,291	4,783	6,063	8,103	19,95



Фиг. 14.



Фиг. 15.

Фиг. 14 показывает применение таблицы для $n=1,15$. Если p_1, v_1 суть координаты начальной точки I, то координаты точек

- II для $v_2 = 2 v_1 \dots p_2 = 0,451 p_1$,
 III $\gg v_2 = 4 v_1 \dots p_2 = 0,203 p_1$,
 IV $\gg v_2 = 0,5 v_1 \dots p_2 = 2,219 p_1$ и т. д.

§ 13. Вычисление и приблизительная оценка среднего индикаторного давления для одноцилиндровой машины без помощи диаграммы. Работа, развиваемая паром по одной стороне поршня в течение двойного хода, может быть выражена помощью достаточно простых уравнений только в том случае, когда опережения впуска и выпуска не приняты в расчет и индикаторная диаграмма имеет простой вид, изображенный на фиг. 15.

Принимаем тогда

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2, \quad (5)$$

где f_1 — коэффициент среднего давления пара $f_1 p_1$ сзади, а f_2 — коэффициент среднего давления пара $f_2 p_2$ спереди.

Коэффициент f_1 для насыщенного выпускаемого пара с законом расширения $p v = \text{const}$ определяется следующим образом:

В течение периода выпуска при среднем давлении выпуска $p_{1m} = \alpha p_1$ работа, развиваемая паром на 1 см² полезной площади поршня, составляет

$$L' = p_{1m} S_1.$$

В течение периода расширения, когда внешняя работа изменения начального состояния p_1, v_1 в конечное p_2, v_2 определяется уравнением

$$L'' = \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

или при

$$p = \frac{\text{const}}{v} = \frac{p_1 v_1}{v}$$

уравнением

$$L'' = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \lg \text{nat} \frac{v_2}{v_1},$$

и когда в рассматриваемом случае объем пара (отнесенный к 1 см² площади поршня) согласно обозначениям на фиг. 15 увеличился с $v_1 = S_0 + S_1$ до $v_2 = S_0 + S$, а давление уменьшилось с $p_a = \beta p_1$ до p_e , эта работа составляет

$$L'' = p_a (S_0 + S_1) \lg \text{nat} \frac{S_0 + S}{S_0 + S_1}.$$

Принимаемое за постоянное давление $f_1 p_1$ в течение обоих периодов развивало бы работу $f_1 p_1 \cdot S_1$, следовательно, получается

$$f_1 p_1 S = p_{1m} S_1 + p_a (S_0 + S_1) \lg \text{nat} \frac{S_0 + S}{S_0 + S_1},$$

или, обозначив через

$$m = \frac{S_0}{S} \text{ коэффициент вредного пространства,}$$

$$e = \frac{S_1}{S} \text{ степень наполнения,}$$

$$\alpha = \frac{p_{1m}}{p_1} \text{ и } \beta = \frac{p_a}{p_1},$$

получим

$$f_1 = \alpha e + \beta (e + m) \lg \text{nat} \frac{1 + m}{e + m}. \quad (6)$$

По этому уравнению можно определить f_1 для данной степени наполнения e . Значение β для проектируемой машины определяется по принимаемому согласно вышеказанному (стр. 24) значению p_a ; значение α может быть принято в $0,6 + 0,4\beta$ до $0,5(1 + \beta)$.

Если при проектируемой машине исходить из выбранного конечного давления расширения p_e , то из соотношения

$$(S_0 + S_1) p_a = (S_0 + S) p_e \text{ или } (m + e) p_a = (m + 1) p_e$$

получается

$$\frac{1 + m}{e + m} + \frac{p_a}{p_e}. \quad (6')$$

Это значение и получаемое из него значение e и $e + m$ подставляются в уравнение (6).

Для перегретого пара, следующего закону $pv^n = \text{const}$, при

$$p = \frac{\text{const}}{v^n} = \frac{p_1 v_1^n}{v^n},$$

работа расширения определяется уравнением

$$L'' = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^n} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right],$$

а при вышеприведенных значениях объемов и давлений эта работа составит

$$L'' = p_a \frac{S_0 + S_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{S_0 + S_1}{S_0 + S} \right)^{n-1} \right].$$

Работа L' остается одинаковой, как и прежде. Таким образом, здесь получается

$$f_1 p_1 S = p_{1m} S_1 + p_a \frac{S_0 + S_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{S_0 + S_1}{S_0 + S} \right)^{n-1} \right],$$

а после подстановки сюда значений m , e , β и α получается

$$f_1 = \alpha e + \beta \frac{e+m}{n-1} \left[1 - \left(\frac{e+m}{1+m} \right)^{n-1} \right]. \quad (7)$$

Исходя из выбранного значения p_a , сообразно значению

$$p_a (S_0 + S_1)^n = p_a (S_0 + S)^n,$$

находим

$$\frac{e+m}{1+m} = \left(\frac{p_a}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (7')$$

и найденные отсюда значения e и $e+m$ подставляем в уравнение (7). Значения n , β и α см. выше.

Для облегчения вычисления служит табл. I (стр. 30), которая дает вычисленные соответственные значения

$$e = \frac{e+m}{1+m} \text{ и } \frac{p_a}{p_a},$$

а также и значения

$$e^{n-1} = \left(\frac{e+m}{1+m} \right)^{n-1}.$$

Для промежуточных значений достаточно линейной интерполяции. Относительно применения табл. I см. пример в § 14.

Работа, потребная для преодоления сопротивлений в течение выпуска пара, для 1 см² полезной площади поршня имеет величину

$$L''' = p_2 (S - S_3 - S_4).$$

Для периода сжатия эта работа (взятая абсолютно) рассчитывается по закону $pv^n = \text{const}$, соответственно как и работа расширения, и составляет

$$\begin{aligned} L'''' &= -p_2 \frac{S_0 + S_3 + S_4}{n-1} \left[1 - \left(\frac{S_0 + S_3 + S_4}{S_0} \right)^{n-1} \right] = \\ &= p_2 \frac{S_0 + S_3 + S_4}{n-1} \left[\left(\frac{S_0 + S_3 + S_4}{S_0} \right)^{n-1} - 1 \right], \end{aligned}$$

так как начальный объем пара на 1 см² соответствует пути $S_0 + S_3 + S_4$, конечный объем, в предположении сжатия, продолжающегося до конца хода, соответствует пути S_0 (фиг. 15), а соответствующие давления составляют p_2 и соответственно p_a . Преодоление предполагаемого постоянного давления $f_2 \cdot p_2$ в течение обоих периодов потребовало бы работы $f_2 p_2 S$. Таким образом, получаем

$$f_2 p_2 S = p_2 (S - S_3 - S_4) + p_2 \frac{S_0 + S_3 + S_4}{n-1} \left[\left(\frac{S_0 + S_3 + S_4}{S_0} \right)^{n-1} - 1 \right]$$

или после подстановки $e_c = \frac{S_3 + S_4}{S}$ получается

$$f_2 = 1 - e_c + \frac{e_c + m}{n-1} \left[\left(\frac{e_c + m}{m} \right)^{n-1} - 1 \right]. \quad (8)$$

При выбранном конечном давлении сжатия p_c и давом отношении $\frac{p_c}{p_2}$ согласно уравнению

$$p_2(S_0 + S_3 + S_4)^n = p_c \cdot S_0^n,$$

для проектируемой машины вводится значение

$$\frac{e_c + m}{m} = \left(\frac{p_c}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (8')$$

а получаемые отсюда значения e_c и $e_c + m$ подставляются в уравнение (8). Относительно показателя n см. выше.

Таблица 1

значений $\epsilon = \frac{e + m}{1 + m}$ и $\frac{p_a}{p_s}$ по уравнению (7'), а также значений $\epsilon^{n-1} = \left(\frac{e + m}{1 + m} \right)^{n-1}$.

$\frac{p_a}{p_s} =$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$n = 1,05 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,517 0,968	0,351 0,949	0,267 0,936	0,216 0,926	0,182 0,918	0,157 0,911	0,138 0,906	0,123 0,901	0,112 0,896	0,102 0,892	0,094 0,888	0,087 0,885	0,081 0,880	0,076 0,879
$n = 1,10 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,533 0,939	0,368 0,905	0,284 0,882	0,232 0,864	0,196 0,850	0,171 0,838	0,151 0,828	0,136 0,819	0,128 0,811	0,113 0,804	0,104 0,798	0,097 0,792	0,091 0,787	0,085 0,782
$n = 1,15 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,547 0,914	0,385 0,867	0,300 0,835	0,247 0,811	0,211 0,792	0,184 0,776	0,164 0,762	0,148 0,751	0,135 0,741	0,124 0,731	0,115 0,723	0,108 0,716	0,101 0,709	0,095 0,702
$n = 1,20 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,561 0,891	0,400 0,832	0,315 0,794	0,262 0,765	0,225 0,742	0,198 0,723	0,177 0,707	0,160 0,693	0,147 0,681	0,136 0,671	0,126 0,661	0,118 0,652	0,111 0,644	0,105 0,637
$n = 1,25 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,574 0,871	0,415 0,803	0,330 0,758	0,276 0,725	0,239 0,699	0,211 0,678	0,189 0,660	1,172 0,644	0,159 0,631	0,147 0,619	0,137 0,609	0,128 0,599	0,121 0,590	0,115 0,582
$n = 1,30 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon = \\ \epsilon^{n-1} = \end{array} \right.$	0,587 0,852	0,430 0,778	0,344 0,726	0,290 0,690	0,252 0,661	0,224 0,638	0,202 0,618	0,184 0,602	0,170 0,588	0,158 0,575	0,148 0,563	0,139 0,553	0,131 0,544	0,125 0,535

Таблица 2

значений $\epsilon_c = \frac{e_c + m}{m}$ и $\frac{p_c}{p_2}$ по уравнению (8'), а также значений $\epsilon_c^{n-1} = \left(\frac{e_c + m}{m} \right)^{n-1}$.

$\frac{p_c}{p_2} =$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	25
$n = 1,10 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon_c = \\ \epsilon_c^{n-1} = \end{array} \right.$	1,878 1,065	2,715 1,105	3,526 1,134	4,320 1,157	5,098 1,177	5,865 1,194	6,622 1,208	7,370 1,221	8,111 1,233	9,574 1,253	11,01 1,271	12,43 1,287	13,84 1,300	14,92 1,310	18,66 1,340
$n = 1,20 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon_c = \\ \epsilon_c^{n-1} = \end{array} \right.$	1,782 1,122	2,498 1,201	3,175 1,260	3,824 1,307	4,451 1,348	5,061 1,383	5,657 1,414	6,240 1,442	6,818 1,468	7,931 1,513	9,018 1,553	10,08 1,587	11,12 1,619	12,14 1,648	14,62 1,700
$n = 1,30 \left\{ \begin{array}{l} \epsilon_c = \\ \epsilon_c^{n-1} = \end{array} \right.$	1,704 1,173	2,328 1,289	2,906 1,377	3,449 1,450	3,968 1,512	4,468 1,567	4,951 1,616	5,420 1,660	5,878 1,701	6,763 1,774	7,615 1,839	8,438 1,896	9,238 1,948	10,02 1,996	11,90 2,103

Последняя таблица с целью облегчения вычислений дает вычисленные уже соответствующие значения

$$\epsilon_c = \frac{e_c + m}{m} \quad \text{и} \quad \frac{p_c}{p_a},$$

а также значения

$$\epsilon_c^{n-1} = \left(\frac{e_c + m}{m} \right)^{n-1}.$$

Относительно применения этих таблиц см. примеры § 14. Для промежуточных значений достаточна линейная интерполяция.

В виду некоторых упрощений и допущений, сделанных в вышеприведенном расчете, полученное из уравнения (5) значение p_c необходимо помножить на коэффициент 0,97 до 0,99.

Различные допущения, которые должны быть сделаны нами при вычислении средних индикаторных давлений относительно давления выпуска и впуска, показателя n для расширения и сжатия и т. д., делают этот расчет малонадежным. Поэтому многие строители при определении мощности существующей машины или при определении главных размеров новой машины для желаемой мощности не прибегают к подробному расчету давления p_c , выбирая это давление пробным путем. Этот способ находит себе тем большее оправдание, что, с одной стороны, предвидимую потребность силы для новой установки определить весьма трудно и очень часто она не дооценивается, а с другой стороны, в большинстве случаев необходимо рассчитывать на увеличение расхода силы в дальнейшем.

Для оценки среднего индикаторного давления при нормальной мощности проф. Грассман ¹⁾ дает следующие данные в зависимости от среднего абсолютного давления впуска p_{1m} :

$$\begin{aligned} \text{одноцилиндровые машины с выпуском в атмосферу} \quad p_c &= 1,2 + 0,25 p_{1m} \\ \text{» » с конденсацией} \quad p_c &= 1,2 + 0,2 p_{1m} \end{aligned} \quad (9)$$

причем при расчете с запасом можно уменьшить p_c на 0,1 до 0,2 *ата*, в обратном случае можно настолько же повысить это значение.

§ 14. Примеры для расчета одноцилиндровых машин. Определить главные размеры горизонтальной одноцилиндровой машины с выпуском в атмосферу с поршнево-золотниковым парораспределением, которая при давлении $p_0 = 9,5$ *ата* и температуре пара перед машиной около 270°C должна развивать 80 л. с.

Для определения среднего индикаторного давления по приведенным в § 11 данным начерчена (фиг. 1, табл. 1) индикаторная диаграмма

$$\begin{aligned} \text{с основанием} \quad S &= 60 \text{ мм} \\ \text{» масштабом давлений} \quad 1 \text{ ат} &= 6,5 \text{ мм} \text{ и} \\ \text{» длиной вредного пространства} \quad S_0 &= 0,12 \cdot 60 = 7,2 \text{ мм}, \\ \text{соответственно коэффициенту} \quad m &= \frac{S_0}{S} = 0,12. \end{aligned}$$

Давление впуска в начале хода принято $p_1 = 9,5 - 0,2 = 9,3$ *ат*, а линия расширения построена обратно от конечного давления расширения $p_c = 1,8$ *ата* в виде политропы относительно точки O с $n = 1,15$. При начальном давлении расширения $p_a = 9,5 - 2 = 7,5$ *ата* получается путь наполнения $S_1 = 12$ мм, а следовательно, степень наполнения

$$\epsilon = \frac{S_1}{S} = \frac{12}{60} = 0,2 \text{ (20\%)}. \quad \cdot$$

Затем выбраны:

$$\begin{aligned} \text{опережение выпуска в} \quad & 8,5\% \quad (S_2 = 0,085 \cdot 60 = 5,1 \text{ мм}) \\ \text{» впуска} \quad & 1\% \quad (S_4 = 0,01 \cdot 60 = 0,6 \text{ мм}) \\ \text{сжатие в} \quad & 19\% \quad (S_3 = 0,19 \cdot 60 = 11,4 \text{ мм}) \\ \text{давление выпуска} \quad & p_2 = 1,15 \text{ ата} \end{aligned}$$

¹⁾ Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine.

Линия сжатия также нанесена в виде политропы с $n = 1,2$ и начальной точкой в $1,25 \text{ ата}$ и дает конечное давление сжатия $p_c = 3,65 \text{ ата}$.

Разделение основания по фиг. 10 дает нанесенные на фиг. 1 табл. I ординаты и среднюю из них по вышеприведенному правилу на стр. 25.

$$y_m = \frac{1}{10} \left(\frac{38}{2} + 43 + 40 + 29 + 21 + 15,5 + 12 + 9 + 7 + 5 + \frac{3}{2} \right) = 20,2 \text{ мм.}$$

Она соответствует среднему индикаторному давлению

$$p_i = \frac{20,2}{6,5} \cong 3,1 \text{ ат.}$$

Если p_i должна быть вычислена без диаграммы по данным в § 13, то относящиеся к

$$\frac{p_c}{p_s} = \frac{7,5}{1,8} = 4,17$$

значения ϵ и ϵ^{n-1} должны быть взяты по табл. 1, стр. 30. Путем интерполирования находим ($n = 1,15$):

$$\epsilon = \frac{e+m}{1+m} = 0,29, \quad \epsilon^{n-1} = \left(\frac{e+m}{1+m} \right)^{n-1} = 0,83,$$

и из первого получаем

$$e+m = 0,29 \cdot 1,12 = 0,325, \quad e = 0,325 - 0,12 \cong 0,2 \text{ (как и выше).}$$

Подставив эти значения, а также

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{7,5}{9,3} = 0,8$$

$$\alpha = 0,6 + 0,4\beta = 0,6 + 0,4 \cdot 0,8 = 0,92$$

в уравнение (7), стр. 29, находим коэффициент

$$f_1 = 0,92 \cdot 0,2 + 0,8 \frac{0,325}{0,15} (1 - 0,83) = 0,48.$$

Затем согласно предыдущему

$$e_c = \frac{S_2 + S_4}{S} = 0,2; \quad e_c + m = 0,2 + 0,12 = 0,32;$$

$$\epsilon_c = \frac{0,32}{0,12} = 2,67.$$

К последнему значению по табл. 2 (стр. 30) для $n = 1,2$ относится значение

$$\epsilon_c^{n-1} = \left(\frac{e_c+m}{m} \right)^{n-1} \cong 1,22,$$

так что по уравнению (8) получается коэффициент

$$f_2 = 1 - 0,2 + \frac{0,32}{0,2} (1,22 - 1) = 1,15.$$

Наконец, из уравнения (5), стр. 27, при поправочном коэффициенте 0,99 получается определяемое из проектируемой диаграммы значение

$$p_i = 0,99 (0,48 \cdot 9,3 - 1,15 \cdot 1,15) = 3,1 \text{ ат.}$$

В качестве приблизительного значения при

$$p_{1,m} = \alpha \cdot p_1 = 0,92 \cdot 9,3 = 8,55 \text{ ат}$$

уравнение (9), стр. 31, дало бы

$$p_i = 1,2 + 0,25 \cdot 8,55 = 3,34 \text{ ат.}$$

При $p_i = 3,1 \text{ ат}$ из уравнения (3), стр. 21, при механическом коэффициенте полезного действия $\eta_m = 0,9$ следует

$$O \cdot c_m = \frac{75 \cdot 80}{3,1 \cdot 0,9} = 2150.$$

Подставив сюда для рассматриваемой машины по вышеприведенным на стр. 21 данным последовательно значения средней скорости $c_m = 2,75, 3$ и $3,25$, находим из предыдущего уравнения сообразно уравнению (4), стр. 21, следующие диаметры цилиндра: при $c_m = 2,75$

$$O = \frac{2150}{2,75} = 782 \text{ см}^2,$$

$$D^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{1,02 \cdot 782}{10000} = 0,08 \text{ м}^2; \quad D = 0,32 \text{ м};$$

при $c_m = 3$

$$O = \frac{2150}{3} = 717 \text{ см}^2,$$

$$D^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{1,02 \cdot 717}{10000} = 0,073 \text{ м}^2; \quad D = 0,305 \text{ м};$$

при $c_m = 3,25$

$$O = \frac{2150}{3,25} = 662 \text{ см}^2,$$

$$D^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{1,02 \cdot 662}{10000} = 0,0675 \text{ м}^2; \quad D = 0,293 \text{ м}.$$

Таким образом, можно рекомендовать, принявши $c_m = 3 \text{ м/сек}$, делать диаметр цилиндра

$$D = 0,3 \text{ м}.$$

Для $n = 180$ оборотов в минуту ход поршня, соответственно модели Динглевского машиностроительного завода в Цвейбрюкене, будет

$$S = \frac{30 \cdot c_m}{n} = \frac{30 \cdot 3}{180} = 0,5 \text{ м},$$

и отношение хода поршня к диаметру будет

$$\frac{S}{D} = \frac{0,5}{0,3} = 1,67.$$

2. Построенная машиностроительным заводом Гревенбройх прямооточная машина имеет диаметр цилиндра 500 мм и ход поршня 650 мм. Найти нормальную мощность машины при $n = 180$ оборотов в минуту, если свежий пар поступает в крышки под давлением 12,5 ата при 300° Ц. Коэффициент вредного пространства по данным фирмы составляет $m = 0,036$ (3,6%), для сжатия

$$e_c = \frac{S_3 + S_4}{S} = 0,78 \text{ (78\%)}. \quad .$$

Если при нормальной мощности пар расширяется до $p_c = 0,9 \text{ ата}$ и если давление в начале впуска в цилиндр примем $p_1 = 12,3 \text{ ат}$, а в начале расширения $p_a = 10,5 \text{ ат}$, то получается

$$\frac{p_a}{p_c} = \frac{10,5}{0,9} = 11,67.$$

По табл. 1 (стр. 30) для $n = 1,15$ сюда относятся значения

$$\epsilon = \frac{e + m}{1 + m} = 0,119 \text{ и } \epsilon^{n-1} = \left(\frac{e + m}{1 + m} \right)^{n-1} = 0,726.$$

Из первого равенства получается

$$e + m = 0,119 \cdot 1,036 = 0,123 \quad \text{и} \quad e = 0,123 - 0,036 = 0,087 \quad (8,7\% \text{ наполнение}),$$

и при

$$\beta = \frac{p_a}{p_1} = \frac{10,5}{12,3} = 0,855, \quad \alpha = 0,6 + 0,4 \cdot 0,855 = 0,942,$$

из уравнения (7), стр. 29, получаем коэффициент

$$f_1 = 0,942 \cdot 0,087 + 0,855 \cdot \frac{0,123}{0,15} (1 - 0,726) = 0,273.$$

Коэффициент f_2 по уравнению (8'), стр. 30, для $n = 1,1$ составляет

$$f_2 = 1 - 0,78 + \frac{0,036 + 0,78}{0,1} \left[\left(\frac{0,036 + 0,78}{0,036} \right)^{0,1} - 1 \right] \cong 3,2.$$

Из уравнения (5), стр. 27, при поправочном коэффициенте 0,98 и при давлении выпуска $p_2 = 0,125 \text{ ата}$ получается

$$p_i = 0,98 (0,273 \cdot 12,3 - 3,2 \cdot 0,125) = 2,9 \text{ ат.}$$

При диаметре одностороннего поршневого штока (проходящего только через переднюю крышку) в 110 мм средняя полезная площадь поршня составляет

$$O = 50^2 \cdot \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 11^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 1917 \text{ см}^2.$$

Средняя скорость поршня составляет

$$c_m = \frac{0,65 \cdot 180}{30} = 3,9 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, по уравнению (1'), стр. 20, машина при данных условиях развивает

$$N_i = \frac{2,9 \cdot 1917 \cdot 3,9}{75} = 290 \text{ л. с.},$$

или при механическом коэффициенте полезного действия $\eta_m = 0,88$ получается

$$N_e = 0,88 \cdot 290 \cong 255 \text{ л. с.}$$

Приведенное в уравнении (9), стр. 31, приблизительное значение среднего индикаторного давления для

$$p_{i_m} = \alpha \cdot p_1 = 0,942 \cdot 12,3 = 11,5 \text{ ата}$$

дает

$$p_i = 2 + 0,11 \cdot 11,5 = 3,265 \text{ ат.},$$

т. е. на 0,36 ат больше вычисленного; следовательно, машина для найденной мощности имеет вполне достаточные размеры.

§ 15. Расход пара, теплоты и угля для одноцилиндровых машин. Расход пара поршневой паровой машиной состоит из 2 частей:

1. Из полезного расхода пара, определяемого величиной наполнения и вредного пространства, поскольку последнее путем сжатия уже не наполняется паром. Он также называется видимым или индикаторным расходом пара, так как он может быть вычислен по индикаторной диаграмме. Без принятия в расчет сжатия количество пара удельного веса γ_1 , поступающего за поршень в течение одного хода, согласно фиг. 15, составляло бы

$$(S_0 + S_1) \frac{O}{10000} \gamma_1 \text{ кг.}$$

Но так как при начале сжатия в цилиндре еще имеется количество пара

$$(S_0 + S_2 + S_4) \frac{O}{10000} \gamma_2 \text{ кг.},$$

удельным весом γ_2 , то действительно поступающее за каждый ход поршня количество свежего пара при

$$e = \frac{S_1}{S}, \quad e_c = \frac{S_3 + S_4}{S} \text{ и } m = -\frac{S_0}{S},$$

составляет

$$(m + e) \frac{O \cdot S}{10000} \gamma_1 - (m + e_c) \frac{O \cdot S}{10000} \gamma_2 \text{ кг}$$

или в час при $2\pi \cdot 60$ простых ходах и получаемом из средней скорости поршня $c_m = S \cdot \frac{n}{30}$ значении S

$$0,36 \cdot O \cdot c_m [(m + e) \gamma_1 - (m + e_c) \gamma_2] \text{ кг.}$$

Следовательно, отнесенный к индикаторной мощности (ур-ия 1') полезный расход пара составляет

$$D_i' = \frac{27}{p_i} [(m + e) \gamma_1 - (m + e_c) \gamma_2] \text{ кг на 1 и. л. с. в час.} \quad (10)$$

Надежность вычисленного по этому способу D_i' в значительной степени зависит от правильного определения γ_1 и γ_2 . Для определения полезного расхода пара существующей машиной по индикаторной диаграмме обыкновенно рассчитывают с значением γ_1 , соответствующим давлению пара в начале расширения, причем необходимо принять во внимание, что пар тогда уже вследствие падения давления несколько расширен. Поэтому правильнее будет, как это действительно и делается при определении предвидимого расхода пара новой машиной, отнести γ_1 к среднему давлению выпуска p_{1m} и соответствующей степени наполнения e . При перегретом паре при определении γ_1 необходимо принять в расчет происходящее охлаждение пара.

Еще затруднительнее правильная оценка значения γ_2 , относительно которого обыкновенно делают допущения, не имеющие места при машинах для насыщенного пара с конденсацией, а именно что пар в начале сжатия бывает сухой насыщенный.

2. Из потерь пара. Наибольшая часть их обуславливается обменом теплоты между паром и стенками цилиндра (см. § 7). Грабак называет эту потерю потерей от охлаждения и для приблизительного ее определения в одноцилиндровых машинах (со включением расхода на отопление рубашки) дает формулу

$$D_i'' = \alpha \frac{A}{\sqrt{c_m}} \text{ кг на 1 и. л. с. в час,} \quad (11)$$

где A равно от 6,0 до 5,0 для машин с насыщенным паром с выпуском в атмосферу,
 A равно от 4,5 до 4,2 для таких же машин с конденсацией и паровой рубашкой,
 A равно 0,1 приведенных значений для машин, работающих перегретым паром при среднем его перегреве (от 80 до 120° Ц),
 A равно 0,05 приведенных значений при очень сильном перегреве (от 120 до 160° Ц);

$$\alpha = 0,82 \quad 0,87 \quad 0,91 \quad 1 \quad 1,08 \quad 1,15 \quad 1,29 \quad 1,41$$

$$\text{для } \frac{S}{D} = 1 \quad 1,25 \quad 1,5 \quad 2 \quad 2,5 \quad 3 \quad 4 \quad 5.$$

Меньшие значения A служат для более совершенных, а большие для менее совершенных машин.

Меньшая часть потери пара в находящихся в хорошем состоянии поршневых паровых машинах современных конструкций обуславливается неплотностями поршня, сальников и запирающих органов парораспределения. Эти, сами по себе весьма незначительные, так называемые потери от небрежности, по Грабаку, для находящихся в исправном состоянии машин, работающих влажным паром, приблизительно составляют

$$D_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i \cdot c_m}} + \frac{1}{2c_m} \text{ кг на 1 и. л. с. в час;} \quad (12)$$

для вполне исправных машин потери уменьшаются до половины приведенного значения. Для вполне исправных машин, работающих перегретым паром, эта потеря D_i''' составляет 0,75 потери в исправных машинах, работающих влажным паром.

Полный расход пара машиной составляет

$$D_i = D_i' + D_i'' + D_i''' \text{ кг на 1 и. л. с. в час;}$$

или

$$D_e = \frac{D_i}{\eta_m} \text{ кг на 1 д. л. с. в час.}$$

Проф. Дэрфель дает часовую потерю от охлаждения в работающих влажным паром машинах, отнесенную к 1 см² площади поршня и среднему давлению выпуска около $p_{1m} = 9 \text{ ата}$ безразлично для машин с выпуском в атмосферу и машин с конденсацией:

от 0,16 до 0,22 кг для старых машин с паровыми рубашками (вредные поверхности равны $\frac{1}{4}$ площади поршня);

от 0,25 до 0,4 и даже 0,5 для быстроходных машин без паровых рубашек (вредные поверхности составляют от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{8}$ площади поршня). Для других значений p_{1m} требуется пересчет в отношении $\sqrt{\frac{p_{1m}}{9}}$.

При машинах для перегретого пара, где потери от охлаждения выражаются понижением температуры поступающего пара, по проф. Дэрфелю, потери от охлаждения для больших наполнений (от 20 до 30%) в машинах с выпуском в атмосферу могут быть приняты в расчет тем, что в уравнении (10), стр. 35, вводится значение γ_1 , соответствующее более низкой температуре в конце выпуска (на 60 до 80° Ц) при среднем давлении p_{1m} .

Для меньших наполнений (на 8 до 10%) в машине с конденсацией, даже при перегретом на 300° Ц паре, едва ли можно рассчитывать на сухой пар в начале расширения. Прямоточные машины с обтекаемыми свежим паром крышками в этом отношении более выгодны, хотя одно только отопление крышек понижает измеряемую у впускного клапана температуру выпуска на 25 до 30° при нормальной и до 40° Ц и более при меньшей нагрузке.

Расход теплоты одноцилиндровой машиной на каждую индикаторную лошадиную силу в час вычисляется по уравнению (19) в § 38.

Расход угля равен расходу теплоты, деленному на произведение из теплотворной способности топлива и степени полезного действия котельной установки и трубопровода.

Из нижеприведенных таблиц первая дает значения расхода пара, найденные Гинцем путем большого числа испытаний хороших машин с клапанным парораспределением нормальных размеров и типов. В исключительных случаях эти значения могут быть на несколько процентов ниже, между тем как, с другой стороны, у машин с менее точно работающими золотниковыми парораспределениями эти значения могут быть на 5 до 15% выше. Вторая таблица дает расход пара прямоточными машинами машиностроительного завода Аугсбург—Нюрнберг.

Таблица 1.

Индикаторный расход пара D_i в кг на 1 и. л. с. в час.

Мощность лошадиных сил = температура пара °Ц =		Выпуск в атмосферу						Конденсация					
		50		250		1000		50		250		1000	
		250	300	250	300	250	300	250	300	250	300	250	300
$p_1 = 8 \text{ ата}$	$c_m = 2,5$	9,0	8,3	8,75	8,0	—	—	6,6	6,1	6,35	5,8	—	—
	$c_m = 3,0$	—	—	8,5	7,8	8,35	7,65	—	—	6,2	5,65	6,0	5,3
	$c_m = 3,5$	—	—	—	—	8,2	7,5	—	—	—	—	5,8	5,53
$p_1 = 10 \text{ ата}$	$c_m = 2,5$	8,35	7,7	8,1	7,4	—	—	6,45	5,85	6,2	5,7	—	—
	$c_m = 3,0$	—	—	7,9	7,25	7,75	7,1	—	—	6,0	5,5	5,85	5,35
	$c_m = 3,5$	—	—	—	—	7,1	6,9	—	—	—	—	5,65	5,2
$p_1 = 12 \text{ ата}$	$c_m = 2,5$	8,05	7,3	7,85	7,15	—	—	6,3	5,75	6,15	5,55	—	—
	$c_m = 3,0$	—	—	7,60	6,9	7,45	6,75	—	—	5,9	5,4	5,75	5,25
	$c_m = 3,5$	—	—	—	—	7,35	6,65	—	—	—	—	5,6	5,15
$p_1 = 14 \text{ ата}$	$c_m = 2,5$	7,8	7,05	7,55	6,85	—	—	—	—	—	—	—	—
	$c_m = 3,0$	—	—	7,35	6,65	7,25	6,55	—	—	—	—	—	—
	$c_m = 3,5$	—	—	—	—	7,1	6,45	—	—	—	—	—	—

Таблица 2.

$p_1 \text{ ата} =$	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Нагрузка $\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{1} \dots\dots\dots \\ \frac{3}{4} \dots\dots\dots \\ \frac{1}{2} \dots\dots\dots \end{array} \right.$	5,17 5,00 4,88	5,10 4,93 4,86	5,03 4,86 4,76	4,95 4,79 4,70	4,86 4,71 4,63	4,77 4,63 4,56	4,68 4,54 4,49	4,59 4,45 4,35	4,50 4,41 4,33

Температура выпускаемого пара $t = 300^\circ \text{Ц}$ вакуум в цилиндре 90%.

§ 16. Примеры для вычисления расхода пара и теплоты в одноцилиндровых машинах.

Каков будет предположительный расход пара в обеих рассчитанных в § 14 машинах?

1. При машине с выпуском в атмосферу температура пара перед машиной составляла 270°Ц . Если при среднем давлении пуска $p_{1m} = 8,55 \text{ ата}$ принять температуру на 40°Ц ниже, т. е. принять ее в $T = 273 + 230 = 503^\circ \text{Ц}$, то удельный объем v_1 или соответственно удельный вес γ_1 выпускаемого пара при этом давлении по Гумлирцу-Линде составляет

$$v_1 = \frac{0,00471 \cdot T}{p_{1m}} = 0,016 = \frac{0,00471 \cdot 503}{8,55} = 0,016 \cong 0,26 \text{ м}^3/\text{кг}$$

и

$$\gamma_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,26} = 3,85 \text{ кг/м}^3.$$

Для пара, принимаемого в начале сжатия за сухой насыщенный, по табл. 1 в «Прибавлении» при $p_2 = 1,15 \text{ ата}$ имеем

$$\gamma_2 = 0,66 \text{ кг/м}^3.$$

Так как для

$$\frac{p_{1m}}{p_2} = \frac{8,55}{1,8} = 4,75$$

и $n = 1,15$ по вышеприведенной табл. 1 (стр. 30) имеем

$$e = \frac{e + m}{1 + m} \cong 0,26,$$

то отнесенная к среднему давлению пуска степень наполнения будет

$$e = 0,26(1 + 0,12) - 0,12 = 0,17.$$

Из уравнения (10) стр. 35, при $p_i = 3,1 \text{ ат}$ и $e_c = 0,2$ полезный расход пара составляет

$$D_i' = \frac{27}{3,1} [(0,12 + 0,17) 3,85 - (0,2 + 0,12) 0,66] = 7,85 \text{ кг.}$$

Из потерь пара можно принять: потерю от охлаждения по уравнению (11) стр. 35, для $\alpha = 0,94$ (соответственно $\frac{S}{D} = 1,67$), $A = 0,1 \cdot 6 = 0,6$ и $c_m = 3 \text{ м/сек}$,

$$D_i'' = 0,94 \frac{0,6}{\sqrt{3}} = 0,326 \text{ кг.}$$

Потеря на пропуски для соответствующей хорошо выполненной машины, работающей влажным паром, по уравнению (12), стр. 35, может быть принята

$$D_i''' = 0,5 \left(\frac{8,8}{\sqrt{\frac{80}{0,9} \cdot 3}} + \frac{1}{2 \cdot 3} \right) = 0,35 \text{ кг,}$$

а для машины, работающей перегретым паром,

$$D_i''' = 0,75 \cdot 0,35 \cong 0,263 \text{ кг.}$$

Таким образом, полный расход пара машиной составляет приблизительно
 $D_1 = 7,85 + 0,326 + 0,263 \cong 8,5$ кг на 1 и. л. с. в час.

Так как теплосодержание пара давлением $p_0 = 9,5$ атм и температурой 270°Ц по диаграмме Моллье (см. § 39) составляет $i_0 \cong 716$ единиц теплоты, то этому расходу пара соответствует расход теплоты

$$W_1 = 8,5 \cdot 716 = 6086 \text{ калорий на 1 и. л. с. в час,}$$

отнесенный к питательной воде при 0°Ц .

2. При прямооточной машине температура пара при поступлении в крышку составляла 300°Ц . Принимая в расчет потерю от охлаждения, по предложению проф. Дэрфеля (стр. 36), тем, что температура пара при среднем давлении выпуска $p_{1m} = 11,5$ атм принимается на 80° ниже, т. е. принимается в $T = 273 + 220 \cong 493^\circ$, найдем по уравнению Тумлири-Линде удельный объем и соответственно удельный вес

$$v_1 = \frac{0,00471 \cdot T}{p_{1m}} = 0,016 = \frac{0,00471 \cdot 493}{11,5} = 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}$$

и

$$\gamma_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,016} \cong 5,38 \text{ кг/м}^3,$$

которые нужно подставить в уравнение (10), стр. 35. Удельный вес выпускаемого пара, принимаемого за сухой насыщенный давлением $p_2 = 0,125$ атм по табл. 2 в «Прибавлении» составляет

$$\gamma_2 = 0,083 \text{ кг/м}^3.$$

Затем из табл. 1 на стр. 30 для отношения

$$\frac{p_{1m}}{p_2} = \frac{11,5}{0,9} = 12,8$$

и $n = 1,15$ получается значение

$$e = \frac{e + m}{1 + m} \cong 0,018,$$

а следовательно, при $m = 0,036$ получим

$$e + m = 0,018 \cdot 1,036 \cong 0,011.$$

Для сжатия по предыдущему получено $e_c = 0,78$. Наконец, по этим значениям и по значению $p_1 = 2,9$ атм из уравнения (10), стр. 35, пренебрегая весьма малой потерей на пропуски, получаем полный расход пара:

$$D_1 = \frac{27}{2,9} [0,11 \cdot 5,38 - (0,78 + 0,036) 0,083] \cong 4,88 \text{ кг на 1 и. л. с. в час,}$$

между тем как машиностроительный завод Гревенбройх гарантирует расход пара в 4,6 кг.

При теплосодержании пара перед машиной ($p_0 = 12,5$ атм 300°Ц) $i_0 = 730$ кал/кг последнему значению D_1 соответствует отнесенный к питательной воде температурой 0° расход теплоты

$$W_1 = 4,6 \cdot 730 = 3358 \text{ кал на 1 и. л. с. в час.}$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ МАШИНЫ

§ 17. Сдвоенные машины. Соединение двух одноцилиндровых машин одинаковых размеров и с одинаковым парораспределением на один общий главный вал дает то преимущество перед одноцилиндровой машиной, что сдвоенная машина со взаимно смещенными кривошипами может быть пущена в ход во всяком положении, и при том же весе маховика, как и в одноцилиндровой машине равной мощности, по приведенным в § 50 соображениям, получается более равномерный ход машины. Эти преимущества при рассматриваемых здесь трансмиссионных паровых машинах играют меньшую роль, нежели в паровозах, рудоподъемных машинах и т. п., и поэтому

двоенные машины редко находят себе применение в качестве трансмиссионных или вообще фабричных и заводских машин.

Расчет двоенной машины производится как расчет одной одноцилиндровой машины половинной полезной мощности. Механический коэффициент полезного действия η_m двоенной машины при этом может быть принят несколько больше (на 2—3%), нежели одноцилиндровой машины половинной мощности. Во всем остальном все приведенные в прежнем отделе данные в равной мере относятся и к двоенным машинам.

§ 18. Сравнение машин одноступенчатого и многоступенчатого расширения. На фиг. 16 *abcdea* изображает теоретическую индикаторную диаграмму одноцилиндровой машины, не имеющей вредного пространства и работающей без опережения впуска и выпуска и без сжатия. Впускаемый в цилиндр в течение пути s_1 пар расширяется в нем от давления p_1 до давления p_e , и совершаемая паром с соответствующей стороны поршня в течение двойного его хода работа равна измеренной в масштабе работ площади диаграммы. Если площадь *abcdea* помощью горизонтальной прямой *gf* будет разделена на две части, то эта фигура может служить идеальной диаграммой машины двухступенчатого расширения. Впускаемый в течение пути s_1 в цилиндр высокого давления пар расширяется в нем только до давления p_r , производя здесь работу, соответствующую площади *abfga*. Затем пар без потери давления в течение пути $s = S_1$ поступает в цилиндр низкого давления, где он дальше расширяется до конечного давления p_e и развивает работу, измеряемую площадью *gfcddeg*. Таким образом, при данных обстоятельствах теоретически мощность одноцилиндровой машины одинакова с мощностью двухцилиндровой машины ¹⁾, в которых сумма полезных площадей поршней равна полезной площади поршня первой машины. Затем цилиндр высокого давления должен иметь ход s , а цилиндр низкого давления — ход поршня S одноцилиндровой машины, и отношение объемов, описываемых поршнями обоих цилиндров или просто отношение цилиндров при машине двухступенчатого расширения составляет

$$\frac{v}{V} = \frac{s \cdot O}{S \cdot O} = \frac{s}{S}.$$

При указанных обстоятельствах мощность обеих машин теоретически остается равной и тогда, когда цилиндру высокого давления также дается ход S , как это обыкновенно имеет место в практике, но при этом уменьшают в нем полезную площадь поршня в отношении объемов цилиндров и увеличивают в том же отношении его наполнение, т. е. делают полезную площадь поршня $O \cdot \frac{v}{V}$, а наполнение $s_1 \cdot \frac{V}{v}$. Очевидно, что относительное расширение пара, которое при многоцилиндровых машинах, где расширение происходит в нескольких цилиндрах, называется полной степенью расширения, здесь не изменяется, а остается для обеих машин равным $\frac{s_1}{S}$.

Совершенно такой же результат получится, если теоретическая диаграмма на фиг. 16 помощью двух горизонтальных (нанесенных пунктиром) прямых *hi* и *kl* будет разделена на три равных части, и последние будем рассматривать как идеальные диаграммы машины трехступенчатого расширения. Цилиндры последней для развития одинаковой мощности, как и одноцилиндровой машины, при одинаковой площади поршня O , должны иметь ходы соответственно s , (s) и S и наполнения s_1 , (s_1) и S_1 . В этом случае отношения объемов цилиндров высокого и среднего давления к цилиндру низкого давления составляют

$$\frac{v}{V} = \frac{s \cdot O}{S \cdot O} = \frac{s}{S} \text{ и соответственно } \frac{(v)}{V} = \frac{(s) \cdot O}{S \cdot O} = \frac{(s)}{S}.$$

Здесь также ничто не изменится, если при одинаковом ходе S всех цилиндров сделаем полезную площадь поршня и наполнение цилиндра высокого давления соответ-

¹⁾ Под названием двух-, трех- и многоцилиндровой машины здесь всегда следует разуметь машины двух-, трех- и многоступенчатого расширения.

ственно $O \cdot \frac{v}{V}$ и $s_1 \cdot \frac{V}{v}$, а цилиндра среднего давления — соответственно $O \cdot \frac{(v)}{V}$ и $(s_1) \cdot \frac{V}{(v)}$, так как в этом случае полная степень расширения в трехцилиндровой машине одинакова, как и в одноцилиндровой машине, а именно равна $\frac{s_1}{S}$.

Таким образом, при данных условиях и одинаковой степени расширения пара одноцилиндровая машина теоретически развивает такую же мощность, как и многоцилиндровая машина, в которой цилиндр первой машины служит цилиндром низкого давления и в которой размеры цилиндров рассчитаны таким образом, что пар без потери давления непрерывно может расширяться последовательно в отдельных цилиндрах.

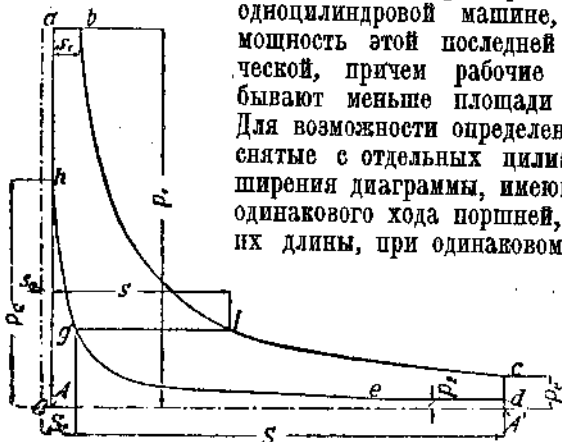
При принятии в расчет вредных пространств и сжатия это положение будет справедливо лишь тогда, когда вредное пространство цилиндра высокого давления машины многоступенчатого расширения равно вредному пространству одноцилиндровой машины, и сжатие в первой машине непрерывно продолжается во всех цилиндрах.



Фиг. 16.

ного пространства цилиндра высокого давления одинакова, как и в одноцилиндровой машине. В цилиндре низкого давления эта длина составляет S_0 , а ход равен S , причем последний во всяком случае здесь несколько отличается от хода AA' одноцилиндровой машины.

Действительная мощность многоцилиндровой машины, конечно, значительно уклоняется от мощности, которую пар теоретически развивал бы в соответствующей одноцилиндровой машине, подобно тому, как действительная мощность этой последней значительно уклоняется от теоретической, причем рабочие площади диаграмм первой машины бывают меньше площади теоретической диаграммы последней. Для возможности определения величины и рода этих уклонений снятые с отдельных цилиндров машины многоступенчатого расширения диаграммы, имеющие одинаковые основания вследствие одинакового хода поршней, должны быть перечерчены так, чтобы их длины, при одинаковом масштабе давлений, были бы пропорциональны объемам цилиндров и затем скомбинированы в одну общую или ранкинизированную диаграмму при принятии в расчет вредных пространств, как это объяснено в § 35. На фиг. 18 и 19, например, показаны действительные диаграммы, а на фиг. 20 — ранкинизированная диаграмма тандем-машины Саусонского машиностроительного завода бывш.



Фиг. 17.

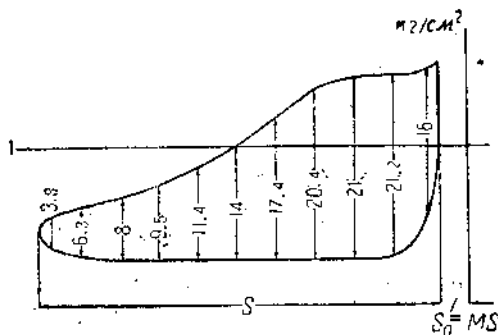
Гартмана в Хемнице.

Отношение площади ранкинизированной диаграммы к площади теоретической диаграммы одноцилиндровой машины, в которой кривая расширения для поступающего насыщенного пара проведена через конечную точку, а для перегретого пара — через начальную точку расширения в цилиндре высокого давления, называется степенью полноты многоцилиндровой машины. Она большею частью колеблется

между 0,65 и 0,75 для двухцилиндровых и между 0,55 и 0,65 для трехцилиндровых машин. Потери площади между теоретической и действительной диаграммами обуславливаются отчасти вредными пространствами, противодействием в цилиндре низкого давления, периодами опережений впуска и выпуска и периодом сжатия, а частью также потерей давления при переходе из одного цилиндра в другой и понижением действительной кривой расширения относительно теоретической.



Фиг. 18.

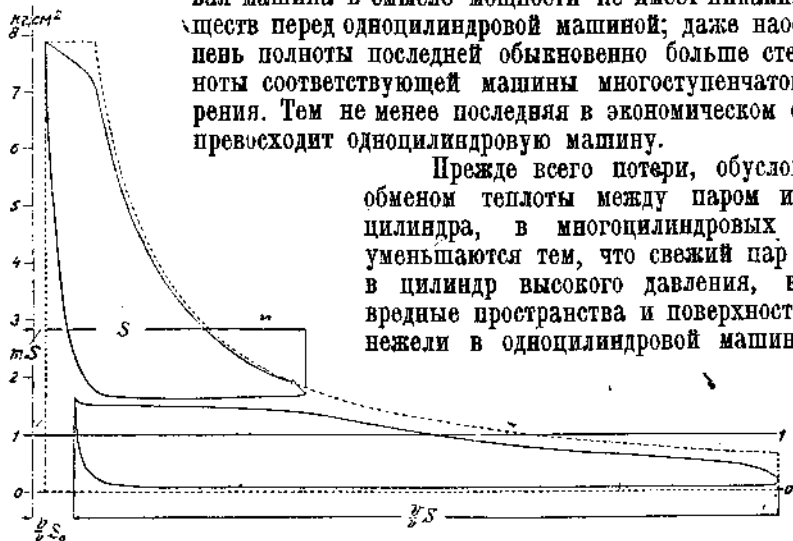


Фиг. 19.

Для действительной диаграммы одноцилиндровой машины также может быть определена степень полноты; но для одноцилиндровых машин она редко задается.

§ 19. Преимущества и недостатки машин многоступенчатого расширения. Из сказанного в предыдущем параграфе видно, что теоретически многоцилиндровая машина в смысле мощности не имеет никаких преимуществ перед одноцилиндровой машиной; даже наоборот, степень полноты последней обыкновенно больше степени полноты соответствующей машины многоступенчатого расширения. Тем не менее последняя в экономическом отношении превосходит одноцилиндровую машину.

Прежде всего потери, обуславливаемые обменом теплоты между паром и стенками цилиндра, в многоцилиндровых машинах уменьшаются тем, что свежий пар поступает в цилиндр высокого давления, в котором вредные пространства и поверхности меньше, нежели в одноцилиндровой машине, в отно-



Фиг. 20.

шении объемов цилиндров, между тем как наполнение в том же отношении больше. Затем образующаяся на стенках цилиндра роса при выпуске опять испаряется и может развивать работу в остальных цилиндрах. Наконец, конденсация в цилиндрах среднего и низкого давлений уменьшает лишь мощность этих цилиндров, так как пар уже развил работу в цилиндрах высокого и среднего давлений.

Распределение падения температуры между отдельными цилиндрами машины многоступенчатого расширения в незначительной только степени влияет на теплообмен; по крайней мере произведенные в этом отношении опыты показали весьма незначительное только понижение расхода пара в машинах многоступенчатого расширения по сравнению с одноцилиндровыми машинами. То же самое справедливо и относительно распределения падения давления, которому прежде приписывали

уменьшение потерь от неплотностей в парозапорных органах и поршне. При ныне употребляемых в большинстве случаев клапанах в качестве распределительных органов эти потери обуславливаются так называемой критической скоростью пара, которая достигается также и при разностях давлений в многоцилиндровой машине. С другой стороны, распределение падения давления при компаунд-машинах с двумя кривошипами имеет своим последствием два более легких шатунных механизма вместо одного тяжелого, как это имеет место в одноцилиндровой машине, а смещение кривошипов дает большую равномерность хода по сравнению с одноцилиндровой машиной при том же весе маховика.

К недостаткам многоцилиндровых машин относится то, что устройство двух или более цилиндров увеличивает начальную стоимость машины и расходы на смазку и обслуживание, причем механический коэффициент полезного действия, хотя немного, понижается. Затем многоцилиндровые машины допускают худшее регулирование (см. § 22), нежели одноцилиндровые машины, мощность которых может быть регулирована не только в широких пределах данных давлений, но также и значительно быстрее.

Применение многоцилиндровых машин в последние годы понизилось. Приведенными в § 21 и впервые примененными проф. Штумпфом средствами, как крайнее ограничение вредных пространств и поверхностей, интенсивное отопление крышек, распределение выпуска помощью парового поршня в связи с большими поперечными сечениями выпуска, работающая с сильно перегретым паром одноцилиндровая машина достигла расхода пара, одинакового с расходом в лучших многоцилиндровых машинах, а в виду лучшего ее регулирования, меньшего занимаемого места и более простого обслуживания она ограничила применение многоцилиндровых машин областью очень высоких давлений пара и очень больших мощностей¹⁾.

Относительно трехцилиндровых машин в этом отношении см. ниже.

§ 20. Паровая рубашка и перегревание пара в машинах многоступенчатого расширения. При насыщенном паре вообще признается выгодным отопление одного только цилиндра высокого давления (со включением крышек); отопление же цилиндра низкого давления многими признается ненужным, так как потери от конденсации в паровой рубашке цилиндра низкого давления бывают чрезвычайно значительны и не окупаются ее пользой. Поэтому многие машиностроительные заводы или вовсе не снабжают цилиндров низкого давления паровыми рубашками, или же пропускают через эти рубашки пар из ресивера до его поступления в цилиндр низкого давления. То же самое имеет место для цилиндра среднего давления в машине трехступенчатого расширения.

При перегретом паре цилиндр высокого давления снабжается паровой рубашкой, отапливаемой текучим паром; для сильно перегретого пара применяется только отопление крышек, если клапаны расположены в крышках²⁾.

Отопление ресивера большинством машиностроительных заводов не строится. Взгляды на его значение чрезвычайно различны, а опыты в этом направлении вовсе не показали или показали весьма малое уменьшение расхода пара; температура и давление пара в ресивере подвержены весьма малым колебаниям, и испарение содержащейся в нем воды путем отопления всегда имеет своим последствием соответствующую конденсацию в рубашке. Наоборот, усиленно рекомендуется тщательно предохранять ресивер от охлаждения путем лучеиспускания в окружающее пространство при помощи обшивки, и прежде всего рекомендуется быстрый и надежный отвод конденсационной воды.

Влияние перегрева пара на расход теплоты в машинах многоступенчатого расширения оказалось меньше, нежели в одноцилиндровых машинах. Бернер, допуская пропорциональность между температурой и расходом теплоты, дает для каждых 50° Ц разности температуры несомненно достигаемое сбережение теплоты, а именно:

при двухцилиндровых машинах с конденсацией	6,5%,
» трехцилиндровых	» » » 6,0%,

¹⁾ Исключения составляют компаунд-машины с промежуточным отбором пара (см. отд. IX).

²⁾ Новейшие машины для перегретого пара паровой рубашки вовсе не имеют. *Прим. ред.*

которое в некоторых случаях бывает больше. По опытам Камерера¹⁾ расход пара при температурах 300° (или даже 350° Ц) и отапливаемом цилиндре высокого давления понижался на каждый 1° Ц перегрева: в хороших компаунд- и трехцилиндровых машинах с конденсацией на 10 до 11 грамм²⁾; в очень хороших машинах этого типа с малым расходом пара и слабой нагрузкой на 7 до 8 грамм; в машинах более низкого качества с сильной нагрузкой — на 13 до 16 грамм. В неотапливаемых цилиндрах высокого давления при слабом перегреве и небольшом наполнении получались высшие, а при температурах больше 300° Ц — низшие значения. В компаунд-машинах с выпуском в атмосферу сбережение при низких температурах составляло 20 грамм и более.

Относительное сбережение теплоты, как показали и другие опыты, убывает с возрастанием числа цилиндров; кроме того компаунд-машины для перегретого пара уже при умеренном перегреве достигли расхода пара как в трехцилиндровых машинах насыщенного пара. Поэтому при работе с перегретым паром польза третьего цилиндра признается настолько низкой, что вместо машины трехступенчатого расширения в настоящее время выбирается машина двухступенчатого расширения, подобно тому, как последние при не слишком больших мощностях, как было указано выше, в настоящее время заменяются одноцилиндровыми машинами. За первое говорит то обстоятельство, что при машине трехступенчатого расширения, работающей со сравнительно большим наполнением в цилиндре высокого давления, пар поступает в цилиндр среднего давления при довольно высокой еще температуре и что поэтому при больших перегревах трудно поддерживать температуру стенок обоих этих цилиндров ниже безопасной предельной температуры.

В цилиндр низкого давления двух- или трехцилиндровой машины, даже при высоком начальном перегреве, пар поступает мало перегретым, или только сухим насыщенным. Для предупреждения обусловленной этим обстоятельством конденсации выпускаемого пара в этом цилиндре пар в ресивере пробовали еще раз перегревать при помощи свежего пара. Но этот, так называемый промежуточный перегрев как теоретически, так и практически оказался невыгодным. Теоретически этот перегрев менее выгоден, нежели перегрев свежего пара потому, что последний происходит при значительно высшей температуре, а сообщение теплоты пару как раз должно происходить при возможно высокой температуре. Практически в машинах, работающих с сильно перегретым паром, промежуточный перегрев не дает вовсе или же дает незначительное сбережение теплоты; при незначительном перегреве пара в цилиндре высокого давления сбережение хотя несколько больше, но также незначительно. Поэтому промежуточный перегрев оправдывается и может быть рекомендован в крайнем случае тогда, когда в виду безопасности работы сильно перегретый пар не впускается непосредственно в цилиндр, а потому может быть предварительно употреблен для перегрева пара в ресивере. Наоборот, применяемое в локомотивах Вольфа промежуточное перегревание содержимого ресивера помощью уходящих горючих газов из котла, теплота которых была бы потеряна, всегда сопряжено с заметной выгодой³⁾.

§ 21. Быстрое падение (скачок) давления в машинах многоступенчатого расширения. При переходе пара из цилиндра высокого или среднего давления в ресивер и из последнего в ближайший цилиндр происходит падение давления, если в соединяемых между собой пространствах в момент соединения (точка с на фиг. 21) не существует одинакового давления. Подобное быстрое падение (скачок) давления cd не всегда сопряжено с неудобствами, как это было принято раньше, а в известных пределах даже дает некоторые выгоды⁴⁾. Прежде всего оно облегчает переход пара в ресивер и из него, уменьшая происходящее при этом торможение. При этом объем цилиндра высокого давления может быть уменьшен в отношении $[s]:s$ (фиг. 21), а это уменьшение объема удешевляет машину и увеличивает потребное наполнение в этом цилиндре, ограничивающее собой начальную конденсацию. Наконец, падение давления обуславливает собой соответствующее

¹⁾ Zeitschr. für Dampfkr. u. Maschinen Betrieb. 1914, стр. 500.

²⁾ Речь идет очевидно о расходе пара на 1 л. с. ч.

³⁾ Эта конструкция сейчас заводом Вольфа оставлена. Прим. ред.

⁴⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, стр. 489.

дополнительное испарение воды при выпуске пара из цилиндра высокого или среднего давления. Все эти преимущества ведут к тому, что до известного предела падения давления даже при уменьшении площади диаграммы расход пара на 1 н. л. с. уменьшается.

Пределы колебания этого падения давления для достижения выгодного его действия, или наивыгоднейшее его значение для проектируемой машины, предварительно не могут быть определены. Наоборот, для существующей машины постоянной мощности наивыгоднейшее падение давления легко может быть определено. Так, например, в двухцилиндровой машине парораспределение цилиндра низкого давления устанавливают таким образом, чтобы диаграмма цилиндра высокого давления в конце периода расширения кончалась острием, и затем постепенно увеличивают наполнение цилиндра низкого давления. Регулятор путем постоянного своего подымания до известного предела указывает на уменьшение наполнения в цилиндре высокого давления, т. е. на уменьшение расхода пара.

Так как с падением давления изменяется не только участие, принимаемое каждым цилиндром в общей работе машины, но также и наибольшие давления на поршни, то оно вместе с тем образует весьма удобное средство для улучшения нецелесообразных соотношений в этом направлении.

Фиг. 21. Путем изменения сжатия также может быть достигнуто падение давления или изменение его величины. Так, например, при увеличении сжатия в цилиндре высокого давления потребная излишняя работа сжатия, при неизменной полезной мощности машины, должна быть пополнена путем увеличения наполнения в этом цилиндре. Но с увеличением наполнения происходит падение давления в конце расширения. Если диаграмма цилиндра высокого давления в конце расширения образует петлю, то она также может быть устранена путем приведенного изменения сжатия.

§ 22. Регулирование и пределы наполнения в машинах многоступенчатого расширения. Выше уже было указано, что многоцилиндровые машины, в которых, как обыкновенно, помощью регулятора изменяется только наполнение

цилиндра высокого давления, допускают менее удовлетворительное регулирование, нежели одноцилиндровые машины. Независимо от возможности регулирования мощности последних в широких пределах, многоцилиндровые машины прежде всего имеют тот недостаток, что увеличение или уменьшение наполнения цилиндра высокого давления весьма мало влияет на его мощность¹⁾, а, главным образом, увеличивает или уменьшает

работу в других цилиндрах, как это показано на фиг. 22. Если на диаграмме наполнение от s_1 увеличивается до $[s_1]$, то площадь диаграммы, соответствующая работе в цилиндре высокого давления, изменяется от $abcsa$ в $ab_1c_1f_1a$, и в виду почти равенства обеих площадей работа изменяется весьма мало. Площадь диаграммы цилиндра низкого давления, наоборот, увеличивается от $fcdef$ до $f_1c_1def_1$. Соответственное явление происходит и при уменьшении наполнения в цилиндре высокого давления.

Таким образом, с каждым изменением наполнения цилиндра высокого давления многоцилиндровой машины сопряжено изменение распределения всей работы между всеми цилиндрами, которое ни в каком случае не содействует плавному ходу машины.

¹⁾ Сравнительно незначительное увеличение мощности цилиндра высокого давления при увеличении его заполнения, вследствие одновременного повышения давления в ресивере, также происходит только до известного предела заполнения, за которым мощность опять убывает.

Кроме того вызываемое изменением наполнением цилиндра высокого давления увеличение или уменьшение мощности большей частью происходит только после некоторого числа оборотов. При увеличении этого наполнения излишнее впускной пар прежде всего задерживается в ресивере и остается без влияния на мощность ближайшего цилиндра до тех пор, пока в нем не установится требуемое для сохранения состояния равновесия более высокое давление. При уменьшении наполнения ресиверный пар, до установления в ресивере нового более низкого давления, протекает в ближайшие цилиндры попрежнему и развивает там в течение этого времени ту же работу, как и прежде. Сопряженное с этим неудобство медленного регулирования бывает тем сильнее, чем больше объем ресивера ¹⁾; кроме того в машинах трехступенчатого расширения оно заметнее, нежели в машинах двухступенчатого расширения. Поэтому в тех случаях, когда требуется быстрое регулирование, ресиверу придают сравнительно небольшой объем, и применяют трехцилиндровые машины по возможности только при мало меняющейся нагрузке.

Такое же действительное регулирование, какое имеет место в одноцилиндровой машине, в машинах многоступенчатого расширения достигается только тем, что регулятор заставляют действовать также и на наполнение цилиндра низкого давления. Если это наполнение, подобно наполнению цилиндра высокого давления, изменяется соответственно преодолеваемому машиной сопротивлению, то при увеличивающемся или уменьшающемся наполнении цилиндра высокого давления давление в ресивере остается без изменения, и весь поступающий в этот цилиндр пар после протекания через ресивер непосредственно поступает в цилиндр низкого давления. Во всяком случае, приспособления для действия регулятора на парораспределительные органы двух или трех цилиндров довольно сложны по своей конструкции, и поэтому обыкновенно ограничиваются установкой наполнения цилиндра низкого давления от руки.

Наибольшее наполнение цилиндра высокого давления обыкновенно выбирается в 50 до 60%. Наименьшее наполнение опять обуславливается тем, исключена ли возможность полного уничтожения нагрузки или нет. В последнем случае, т. е. в случае возможности полного уничтожения нагрузки, при высоком давлении впуска у многоцилиндровых машин и, главным образом, при большом вредном пространстве в цилиндре высокого давления, для предупреждения разбега машины, необходимо предвидеть абсолютное нулевое наполнение.

§ 23. Размеры ресивера. Пространство между выпускными органами цилиндра высшего давления и впускными органами следующего цилиндра более низкого давления определяет собой размер ресивера в машинах многоступенчатого расширения. Только при бесконечно больших размерах его кривые, ограничивающие диаграмму цилиндра высокого давления сверху и следующего за ним цилиндра низкого давления снизу, направлены согласно фиг.* 17 (стр. 40) горизонтально, т. е. давление в ресивере остается без изменения. При конечных размерах его, наоборот, расширение и сжатие в цилиндрах, поскольку в этом участвует пар из ресивера, действуют на давление в ресивере; последнее в этом случае не остается постоянным, и упомянутые кривые уклоняются от горизонтального направления. Эти уклонения бывают тем значительнее, чем меньше ресивер, и влияют на распределение всей работы машины между различными цилиндрами, обуславливая собой величину давлений на поршни и величину падения давления. В машине двухступенчатого расширения, например, при убывающих размерах ресивера, работа и наибольшее давление на поршень в цилиндре низкого давления возрастают относительно цилиндра высокого давления, а падение давления уменьшается, и наоборот. Кроме того размеры ресивера, как уже было замечено в предыдущем параграфе, влияют на регулируемость машины; меньший ресивер благоприятствует быстрому регулированию.

Данные об употребительных размерах ресивера приведены ниже (см. § 28).

§ 24. Отношение цилиндров. В машинах многоступенчатого расширения взаимное отношение описываемых поршнями объемов в отдельных цилиндрах выбирается таким образом, чтобы были выполнены следующие условия:

¹⁾ По опытам проф. Гутермута влияние объема ресивера на регулирование не так значительно, как до сих пор было принято (Forschungsarbeiten, H. 180).

1. При машинах с двумя или более кривошипами возможно равномерное распределение всей работы между отдельными кривошипами для достижения возможной равномерности хода машины.

2. При тандем-машинах (с одним кривошипом) возможно ограничение общего давления на шток, а при машинах с двумя или более кривошипами возможно одинаковое наибольшее давление на штоки отдельных кривошипов для достижения одинакового использования их механизмов. Давления на штоки отдельных кривошипов во всяком случае меняются с изменением нагрузки и становятся неодинаковыми, если при нормальной нагрузке они были одинаковы. Так, при компаунд-машинах с двумя кривошипами с возрастанием нагрузки давления на штоки со стороны высокого давления уменьшаются, а со стороны низкого давления увеличиваются, так что при наименьшем наполнении первое из них достигает своей наибольшей величины, а при наибольшем наполнении — второе. Необходимо стремиться к тому, чтобы изменения при предельных нагрузках не были слишком велики.

3. Возможно одинаковые падения температуры в отдельных цилиндрах.

Каждое из этих условий для совершенного своего выполнения обыкновенно требует другого отношения цилиндров; поэтому все условия одновременно могут быть удовлетворены только более или менее приблизительно.

§ 25. Парораспределение, построение диаграммы и определение среднего индикаторного давления двухцилиндровой тандем-машины (с одним кривошипом). Пример. Поступающий за поршень цилиндра высокого давления свежий пар остается в машине в течение трех простых ходов поршня. Различные изменения состояния, которым он при этом подвержен, могут быть определены из ранжированной диаграммы подобной машины, построение которой показано здесь в виде примера. Применяемый при этом способ по своей основной идее принадлежит Цейнеру и разработан проф. Шретером и Мэнхом ¹⁾.

Пусть для тандем-машины ²⁾ с конденсацией даны:

давление перед машиной = 12,5 *атм*;

температура перегретого впускаемого пара $t_1 = 325^\circ$;

давление впуска $p_1 = 12,4$ *атм*;

давление впуска $p_2 = 0,15$ *атм*;

степень наполнения цилиндра высокого давления $\frac{S_1}{S} = 0,19$;

коэффициенты вредных пространств, отнесенных к описываемому соответствующим поршнем объему: $m = 0,075$ и $M = 0,09$,

отношение цилиндров $\frac{v}{V} = \frac{1}{3}$;

объем ресивера равен объему, описываемому поршнем высокого давления.

Масштаб давления выбран 5 мм = 1 *атм*, а основание диаграммы низкого давления $S = 70$ мм.

Наносят, как показано вверху на фиг. 23, последовательно следующие отрезки, причем все изображенные ими пространства отнесены к площади поршня цилиндра низкого давления O :

ход поршня высокого давления $s = \frac{70}{3} = 23,3$ мм;

длину вредного пространства для этого цилиндра $s_0 = 0,075$, $s = 1,75$ мм;

длину ресивера $K = s = 23,3$ мм;

длину вредного пространства цилиндра низкого давления $S_0 = 0,09 \cdot 70 = 6,3$ мм

ход этого цилиндра $S = 70$ мм.

Над обоями ходами поршней s и S по приведенным в § 43 данным построены линии пути поршня $b_0 c_0 h_0$ и $E_0 H_0 K_0$. Заключенные между этими линиями отрезки соответствуют пространству, в каждый данный момент находящемуся с правой сто-

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1884, стр. 191, и 1890, стр. 553.

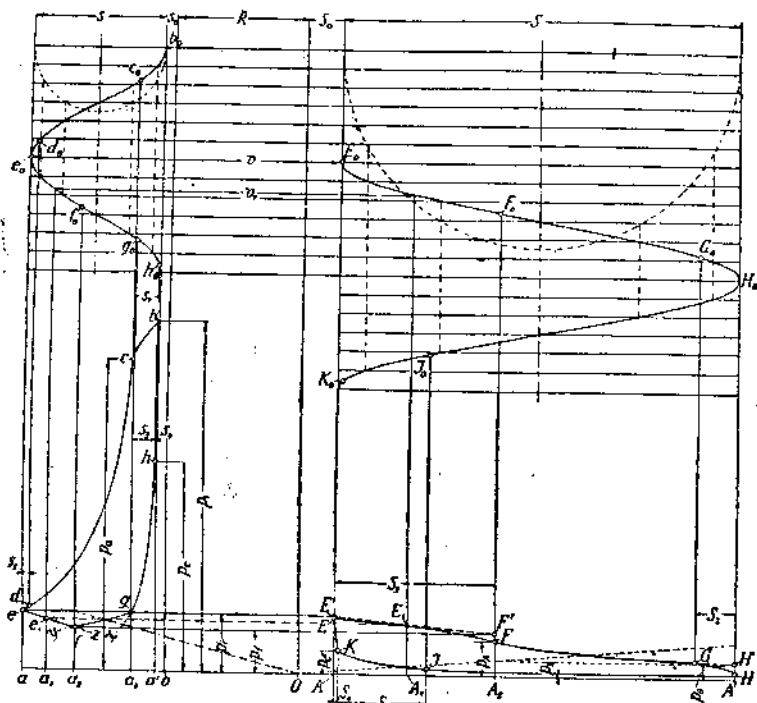
²⁾ Расчет машины приведен в § 29.

роны цилиндра высокого давления и с левой стороны цилиндра низкого давления со включением объема ресивера и вредных пространств ¹⁾).

Последовательные периоды парораспределения составляют:

1. Впуск пара bc за поршень высокого давления. Путь наполнения составляет $s_1 = 0,19 \cdot 23,3 = 4,4$ мм. Вследствие торможения пара линия bc наклонно спускается и переходит в кривую расширения дугой.

2. Расширение cd за поршнем высокого давления. Линия dc должна быть построена относительно точки O , а именно в виде равнобочной гиперболы для насыщенного и в виде политропы для перегретого пара; ²⁾ показатель последней может быть выбран по данным, приведенным в § 11. В рассматриваемом случае политропа построена для $n = 1,2$ от $p_a = 11$ атм, как исходной точки.



Фиг. 23.

3. опережение выпуска de сзади поршня высокого давления. В точке d цилиндр высокого давления приходит в сообщение с ресивером. Для того, чтобы здесь не происходило падения давления, в ресивере должно существовать давление, соответствующее точке d . На фиг. 23 принято, что в начале опережения выпуска пар в ресивере имеет только показанное давление p_r . Продолжительность опережения выпуска составляет $s_2 = 0,05$ с или 5%.

4. Совместное расширение ef и EF спереди поршня высокого давления и сзади поршня низкого давления, а также и в ресивере. Пар при этом изменяет свой объем, как горизонтали между линиями пути поршня e_0f_0 и E_0F_0 . Ординаты кривых расширения могут быть определены путем вычисления по уравнению $p \cdot v = \text{const}$, причем p соответствует ординате ae , а v соответствует горизонтали e_0E_0 . При $ae = 10,25$ и $e_0E_0 = 54,7$ мм, например, получаются ординаты для $v_1 = 63$ мм.

$$a_1e_1 = A_1E_1 = \frac{10,25 \cdot 54,7}{63} = 8,9 \text{ мм.}$$

¹⁾ В действительности при тандем-машине задняя сторона одного цилиндра всегда работает совместно с кривошипно-шатунной стороной другого.

При переходе пара из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления, а именно в конце этого периода, происходит небольшое падение давления. Поэтому на диаграмме низкого давления линия EF нанесена несколько ниже и спускаясь к концу относительно $E'F'$.

Точка f и F (а следовательно, и путь наполнения S_1), где цилиндр низкого давления разъединяется от ресивера, должны быть выбраны так, чтобы в конце следующего периода, т. е. периода сжатия fg впереди поршня высокого давления и в ресивере, опять существовало давление p_c , так как в точке g цилиндр высокого давления также разъединяется от ресивера, и пар, поступающий из этого цилиндра при ближайшей перемене хода, должен встречать давление p_c в ресивере. Так как затем за периодом fg следует сжатие gh и опережение выпуска hb впереди одного только поршня высокого давления, то, принимая какое-нибудь конечное давление сжатия, необходимо из точки h построить кривую hx в виде равноугольной гиперболы относительно точки O и затем найти точку пересечения g этой кривой hx с горизонталью p_c . Построенная из точки g относительно вершины O равноугольная гиперболы gy тогда пересекает кривую ex в точке f . В рассматриваемом случае $p_c \cong 7,6 \text{ ат}$, а s_4 принят $= 0,018$, так что получается сжатие $s_3 = 0,165$ или 16,5%.

Поступающий в цилиндр низкого давления в течение пути наполнения $S_1 = 0,418$ вес пара подвергается еще следующим изменениям состояния:

5. Расширению FG сзади поршня низкого давления. Кривая FG может быть начерчена как равноугольная гиперболы относительно O .

6. Опережению выпуска GH сзади этого поршня (10%).

7. Выпуску HJ ,

8. Сжатию JK ,

9. Опережению выпуска DE } перед поршнем низкого давления.

Кривая сжатия нанесена из точки K , как политропы с $n = 1,1$ (фиг. 23) относительно O , причем принято конечное давление сжатия $p_c = 0,8 \text{ ат}$ и опережение выпуска в 1% ($S_4 = 0,018$). Сжатие тогда составляет $\sim 22\%$ ($S_3 + S_4 = 0,23 \cdot S$).

В вышеприведенном способе построения диаграммы мы исходим из степени наполнения $\frac{s_1}{s}$ цилиндра высокого давления. Если получаемое по этой диаграмме конечное давление расширения p_c в цилиндре низкого давления не соответствует экономическим требованиям, то диаграммы должны быть еще раз построены для отвечающего требованиям наполнения $\frac{s_1}{s}$, причем, как и при первом построении, рекомендуется все промежуточные (вспомогательные) кривые отбросить и определить только главные точки d, e, f, g и соответственно E, F, F', H' .

Но можно также исходить из выбираемого согласно § 28 конечного давления расширения p_c и построить диаграмму обратно для выбранной степени наполнения $\frac{S_1}{S}$ цилиндра низкого давления, и опять также ограничиваясь только определением главных точек. Обратно, построенная на фиг. 23 из точки H' равноугольная гиперболы относительно точки O определяет тогда точку F и принятую на величину падения давления выше расположенную точку F' , и при помощи кривых объемов она также определяет расположенную на той же высоте точку f . Построенные из этой точки по вышеописанному способу кривые fe и fg затем определяют точки e и g , и, наконец, построенные из точек d и соответственно g политропы dc и gd определяют собой степень наполнения $\frac{s_1}{s}$ и соответственно конечное давление сжатия p_c в цилиндре высокого давления. Если эти значения окажутся не подходящими под требования, то необходимо выбрать другую степень наполнения $\frac{S_1}{S}$ цилиндра низкого давления.

Для быстрого определения главных точек диаграммы нет безусловной необходимости в объемных кривых. Описываемый большим поршнем из своего мертвого положения объем в $\frac{V}{v}$

рав больше соответствующего объема, описываемого малым поршнем для того же угла поворота кривошипа. Следовательно, например, на фиг. 23 имеем

$$aa_2 = \frac{v}{V} AA_2,$$

чем и определяется положение точки f по положению F или обратно. Соответственным путем определяются промежуточные отрезки v_i и точки кривых ef , $E'F'$.

Площадь обеих диаграмм на фиг. 23 пропорциональна работе, развиваемой паром в машине и отнесенной к 1 см^2 площади большого поршня, а высота, получаемая путем деления этой площади на основание, соответствует измеряемому в выбранном масштабе сил среднему индикаторному давлению p_i . На фиг. 23 диаграмма высокого давления имеет площадь 445, а диаграмма низкого давления имеет площадь 335 см^2 .

Высота прямоугольника, равновеликого сумме этих площадей, составляет $780 : 70 = 11,1 \text{ мм}$; следовательно, по выбранному масштабу сил среднее индикаторное давление составляет

$$p_i = \frac{11,1}{5} = 2,22 \text{ ат.}$$

Для непосредственной оценки среднего индикаторного давления при нормальном наполнении можно, по данным проф. Грассмана, для компаунд-машин с конденсацией принять значение

$$p_i = 1,2 + 0,09 p_{1m}, \quad (13)$$

где $p_{1m} = \alpha p_1$ выражает собой среднее давление впуска, которое при широко рассчитанных размерах может быть принято на 0,1 до 0,2 ат меньше, а при скупом расчете — настолько же выше.

Для рассматриваемой здесь машины, следовательно, получилось бы, при $\alpha = 0,95$ и $p_{1m} = 0,95 \cdot 12,4 = 11,8 \text{ ата}$, $p_i = 1,2 + 0,09 \cdot 11,8 \cong 2,26 \text{ ат}$.

Наибольшая разность давлений пара в цилиндре высокого давления составляет $p_1 - p_r$, а в цилиндре низкого давления $p_r - p_2$. Оба эти давления, отнесенные к полезной площади O последнего, дают общее давление, принимаемое при расчете кривошипного механизма, а именно

$$P = \left[\frac{v}{V} (p_1 - p_2) + p_r - p_2 \right] \cdot O.$$

Для рассматриваемой нами машины при нормальном наполнении и давлении в ресивере $p_2 = 2 \text{ ат}$ будет

$$P = \left[\frac{1}{3} (12,4 - 2) + 2 - 0,15 \right] O \cong 5,32 \cdot O \text{ кг.}$$

При допущении наибольшего давления в ресивере в 3 ат полное давление повысится до

$$P_{\max} = \left[\frac{1}{3} (12,4 - 3) + 3 - 0,15 \right] \cdot O \cong 6 \cdot O \text{ кг,}$$

а при наименьшем давлении в ресивере в 1 ат это давление, наоборот, понизится до

$$P_{\min} = \left[\frac{1}{3} (12,4 - 1) + 1 - 0,15 \right] O = 4,65 \cdot O \text{ кг,}$$

т. е. по отношению к нормальному давлению оно будет выше или ниже на 12,5%.

При выборе отношения объемов цилиндров в тандем-машинах, согласно вышесказанному (стр. 46), желательно по возможности уменьшать давление на кривошипный механизм. Проверив в этом смысле отношения в рассматриваемой машине, найдем, что при $\frac{V}{v} = 2,7$ при том же конечном давлении расширения $p_e = 0,55 \text{ ат}$ и том же наполнении большого цилиндра $E = 0,4$ среднее индикаторное давление p_i , а также и общее давление P изменяется весьма мало.

§ 26. Парораспределение, построение диаграммы и определение среднего индикаторного давления двухцилиндровой машины-компаунд с 2 кривошипами. Пример. Поступающий сзади высокого давления свежий пар здесь остается в машине в течение трех с половиной ходов поршня. Претерпеваемые им при этом изменения состояния показаны на фиг. 1, табл. 2, построенной для следующих соотношений:

состояние пара перед машиной $12,5 \text{ атм}$ и 275°Ц ;

абсолютное давление впуска $p_1 = 12,4 \text{ атм}$;

абсолютное давление выпуска $p_2 = 0,15 \text{ атм}$;

наполнение цилиндра высокого давления $\frac{s_1}{s} = 0,13$;

коэффициенты вредных пространств $m = 0,075$ и $M = 0,09$;

отношение цилиндров $\frac{V}{v} = 2,6$;

объем ресивера равен объему, описываемому поршнем высокого давления.

Масштаб давления выбран $6 \text{ мм} = 1 \text{ атм}$; основание диаграммы цилиндра низкого давления $S = 90 \text{ мм}$. Затем на чертеже отрезки

$$s = \frac{90}{2,6} = 34,6 \text{ мм}, s_0 = 0,075 \cdot 34,6 = 2,6 \text{ мм},$$

$$R = s = 34,6 \text{ мм}, M = 0,09 \cdot 90 = 8,1 \text{ мм}, S = 90 \text{ мм}$$

нанесены последовательно, а линии путей поршня смещены друг по отношению к другу соответственно смещению кривошипов на 90° . Кривошип низкого давления всегда опережает кривошип высокого давления, так что кривошипная и задняя стороны обоих цилиндров работают совместно.

Здесь за поршнем высокого давления, как в тандем-машине, происходит:

1. Впуск пара bc с путем наполнения $s_1 = 0,13 \cdot 34,6 = 4,5 \text{ мм}$.

2. Расширение cd , кривая которого построена в виде политропы с $n=1,1$ от начальной точки $p_a = 11 \text{ атм}$ относительно точки o .

3. Опережение выпуска de , для которого здесь допущено несколько большее падение давления. В начале этого периода пар за поршнем высокого давления с давлением, соответствующим точке d , сообщается с ресиверным паром давления p_r .

После выхода поршня высокого давления из нового мертвого положения здесь начинается процесс, отличающийся от парораспределения тандем-машины.

4. Сжатие ef перед поршнем высокого давления и ресивере. Кривая ef и ее продолжение могут быть вычерчены как равноугонные гиперболы относительно точки O . В точке f или соответственно F спереди поршня низкого давления, находящегося недалеко перед своей мертвой точкой, начинается опережение впуска FG из ресивера, так что с этого момента все три пространства вступают в сообщение между собой, и сжатие fg простирается на все эти пространства. Если конечное давление сжатия в F (впереди поршня низкого давления) не одинаково с давлением в f (впереди поршня высокого давления и в ресивере), как это имело место в предыдущем случае, то происходит небольшое падение давления, как показано на чертеже на диаграмме высокого давления. При точке G поршень низкого давления достигает своей мертвой точки.

5. Начальное сжатие и последующее затем расширение gh и $G'H'$ ¹⁾ перед поршнем высокого давления, сзади поршня низкого давления и в ресивере. Ординаты обеих кривых вычисляются из уравнения $p \cdot v = \text{const}$, причем соответствующие отдельным положениям поршня объемы пара выражаются горизонталями между линиями путей поршня $g_0 h_0$ и $G_0 H_0$. Если, как на чертеже, $v = g_0 G_0 = 62,6$, а p равно ординате в g и составляет 14 мм , то для положений поршня, напр. в a_1 и A_1 , при $v_1 = 61 \text{ мм}$ получается ордината

$$a_1 g_1 = A_1 G_1' = \frac{14 \cdot 62,6}{61} = 14,4 \text{ мм}.$$

¹⁾ Кривые GH и HJ выбраны ниже на величину падения давления пара при переходе из ресивера в большой цилиндр.

Точка h (и H') должна быть определена путем обратного построения кривой ly , соответствующей сжатию пара перед поршнем высокого давления и большей частью наносимой в виде политропы с $n = 1,2$ относительно точки o . Точка пересечения ly и gx дает точку h и соответственно H' . На чертеже конечное давление сжатия p_c принято в $5,6 \text{ ат}$, а опережение выпуска s_4 в 1% или в $0,01s$. При этом получается сжатие $s_3 = \sim 0,11s$ или 11% .

В цилиндре низкого давления работающий пар (определенный вес его) претерпевает еще следующие изменения состояния:

6. Расширение $H'J'$ сзади поршня низкого давления и в ресивере. Кривая $H'J'$ может быть построена в виде равноугольной гиперболы относительно точки o . Точка J' , где цилиндр низкого давления также разобщается от ресивера, должна быть выбрана так, чтобы в ней существовало давление p_c , так как пар с другой стороны поршня высокого давления, диаграмма которого здесь не нанесена, должен опять встретить это давление при начале опережения выпуска.

В рассматриваемом случае получается наполнение цилиндра низкого давления $\frac{s_1}{s} = 0,4$ или 40% . Следует также заметить, что на чертеже опережение выпуска по другой стороне поршня высокого давления начинается уже до окончания наполнения цилиндра низкого давления. Таким образом, происходит вторичный приток пара в последний. Никаких неудобств с этим обыкновенно не связано. Положение поршня A_2 , при котором начинается этот вторичный приток, определяется точкой пересечения D_0' горизонтали через d_0' с нанесенной пунктиром линией пути поршня низкого давления.

7. Расширение JK только за поршнем низкого давления. JK представляет собой равноугольную гиперболу относительно O .

8. Опережение выпуска KL за этим поршнем,

9. Выпуск LM ,

10. Сжатие MF ,

11. Опережение выпуска FG

} перед поршнем низкого давления.

На чертеже $s_2 = 0,1s$; $s_3 = 0,2s$ и $s_4 = 0,01s$.

В предыдущем при построении диаграммы исходили из наполнения $\frac{s_1}{s}$ цилиндра высокого давления. Необходимо затем проверить, имеет ли конечное давление расширения пара в цилиндре низкого давления желаемую с экономической точки зрения величину. В рассматриваемом нами случае получается значение p_c в $0,55 \text{ ат}$.

Если исходить из выбранного по § 28 давления p_c , то кривая расширения LL' на фиг. 1, табл. 2, должна быть построена обратно из точки L' . При этом для выбранного наполнения $\frac{s_1}{s}$ цилиндра низкого давления получается давление в точке J , а также и давление p_c в ресивере в точке J' , большее на величину потери давления при закрывании канала. Давление в точке d лежит выше на определенную величину потери давления между ресивером и цилиндром высокого давления, и построенная обратно из d политропа dc дает наполнение $\frac{s_1}{s}$. Из промежуточной точки e по вышеуказанному способу могут быть начерчены линии eg и gx или соответственно $G'H'$, из которых последняя пересечением с построенной через J' относительно точки o равноугольной гиперболой $J'H'$ определяет точку H' . Наконец, из лежащей на той же высоте точки h необходимо провести кривую сжатия hl . Здесь необходимо проверить, имеют ли конечное давление сжатия p_c и продолжительность $s_3 + s_4$ сжатия в цилиндре высокого давления подходящие значения. В противном случае необходимо иначе выбрать наполнение цилиндра низкого давления.

Обе диаграммы на фиг. 1, табл. 2, вместе имеют площадь 1135 мм^2 .

Высота равновеликого прямоугольника составляет

$$\frac{1135}{80} = 12,6 \text{ мм},$$

так что среднее индикаторное давление при выбранном масштабе сил составляет

$$p_i = \frac{12,6}{6} = 2,1 \text{ ат}.$$

Для оценки среднего индикаторного давления здесь также может служить значение уравнения (13), стр. 49.

При выборе отношения цилиндров при двухцилиндровых компаунд-машинах, согласно вышесказанному (стр. 46), необходимо стремиться к возможно равномерному распределению работ и давлений по обеим сторонам кривошипов. В рассматриваемом случае равномерному распределению работы удовлетворяет выбранное отношение $\frac{V}{v} = 2,6$, так как площади диаграмм высокого и низкого давлений на фиг. 1, табл. 2, приблизительно равны между собой. Давления же по штоку, наоборот, при нормальной нагрузке оказываются различными для обоих кривошипов.

Наибольший избыток давления пара в цилиндре высокого давления составляет $p_1 - p_g$, в цилиндре низкого давления $p_g - p_2$, где p_1 и p_g означают давления в точках e и G . Таким образом, принимаемое для расчета механизма давление в цилиндре высокого давления, отнесенное к полезной площади O поршня низкого давления, составляет

$$P_1 = \frac{v}{V} (p_1 - p_g) \cdot O \text{ кг},$$

а для стороны низкого давления оно составляет

$$P_2 = (p_g - p_2) \cdot O \text{ кг}.$$

Из диаграммы, при $p_1 = 1,78$ и $p_g = 2,2 \text{ ат}$, для рассматриваемой машины получается

$$P_1 = \frac{1}{2,6} (12,4 - 1,78) \cdot O \cong 4,1 \cdot O \text{ кг};$$

$$P_2 = (2,2 - 0,15) \cdot O = 2,05 \cdot O \text{ кг}.$$

Таким образом, при нормальной нагрузке со стороны высокого давления механизм подвержен вдвое большему давлению, нежели со стороны низкого давления. С повышением нагрузки эта разница убывает, а с уменьшением нагрузки она возрастает. Наибольшее давление на шток со стороны высокого давления имеет место при наименьшем наполнении, и при уменьшении p_2 до 1 ат оно составило бы

$$P_{1\text{max}} = \frac{1}{2,6} (12,4 - 1) O = \sim 4,4 \cdot O \text{ кг}.$$

Со стороны низкого давления, если не происходит большое падение давления между цилиндром высокого давления и ресивером, давление достигает своей наибольшей величины при наибольшем наполнении, а именно при $p_g = 3,4 \text{ ат}$ получается

$$P_{2\text{max}} = (3,4 - 0,15) \cdot O = 3,25 \cdot O \text{ кг}.$$

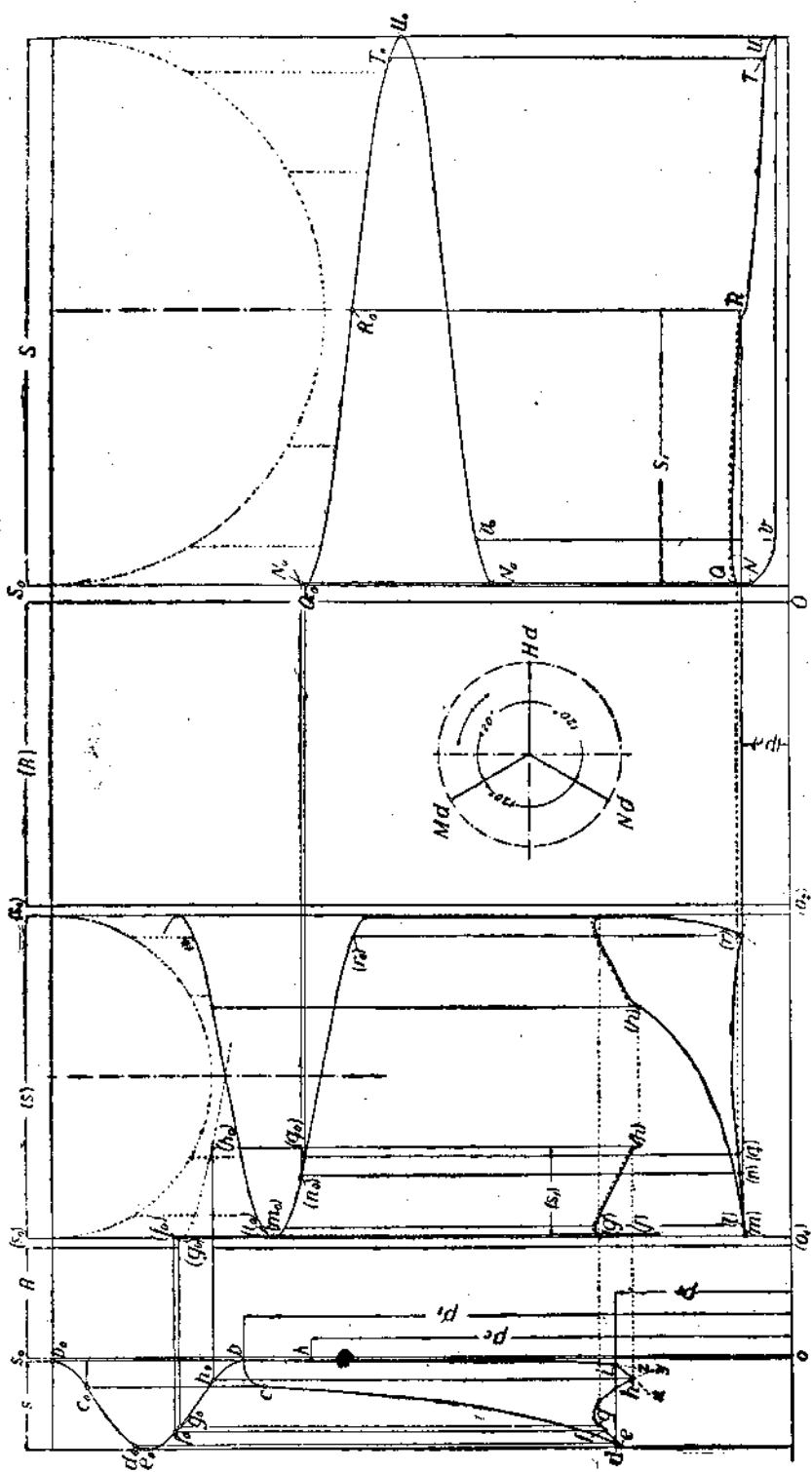
Выбор другого отношения цилиндров в употребительных для трансмиссионных машин пределах (см. § 28) мало изменил бы соотношение давлений в машине.

§ 27. Парораспределение в трехцилиндровых машинах. 1. Три кривошипа под 120° . При этом устройстве кривошипы следуют друг за другом в следующем порядке последовательности: низкого, среднего и высокого давления. Обратный порядок последовательности применяется редко и легко влечет за собой слишком высокие давления в первом ресивере и образование петель на диаграмме цилиндра высокого давления. Парораспределение происходит по фиг. 24 следующим образом:

Впуск пара bc ,	} за поршнем высокого давления.
Расширение cd ,	
Опережение выпуска de	

Падение давления при начале опережения выпуска на чертеже не предусмотрено.

Сжатие ef перед принятием высокого давления и в 1 ресивере. Кривая ef представляет собой равнобедренную гиперболу относительно точки (o_1) . В точке f кривошип высокого давления повернулся из своей мертвой точки на неполных 30° ; опережающий его на 120° кривошип среднего давления находится недалеко перед своей правой мертвой точкой.



Фиг. 24.

Сжатие fg и соответственно (f) (g) перед поршнями высокого и среднего давления, а также и в 1 ресивере и одновременное опережение впуска перед поршнем среднего давления.

Первоначальное сжатие и последующее затем опережение gh и соответственно (g) (h) в этих трех пространствах. Изменение объема пара соответствует отрезкам горизонталей между частями g_0 h_0 и (g_0) (h_0) соответствующих линий путей поршней. Ординаты кривых gh и (g) (h) , как указано в обоих предыдущих параграфах, вычисляются из ур-ния $p \cdot v = \text{const.}$ Кривая (g) (h) , для облегчения построения, сперва чертится для стороны поршня, ближайшей к диаграмме высокого давления, и затем уже переносится на другую сторону.

Сжатие hi впереди поршня высокого давления и в 1 ресивере.

Сжатие ik ,

Опережение впуска kb } только перед поршнем высокого давления.

Кривая hi представляет собой равностороннюю гиперболу относительно точки (o_1) , а ik — такую же гиперболу относительно точки o . Для того, чтобы пар в 1 ресивере при разъединении его от цилиндра высокого давления опять имел в точке d диаграммы давление p , кривая kz строится из выбранной точки k обратно до точки пересечения i с проходящей через d горизонталью, и от этой точки также обратно чертится кривая iz . Последняя также пересекает кривую gu в точке h , которая вместе с тем определяет собой точку (h) и путь наполнения (s_1) на диаграмме среднего давления.

Расширение (h) (l) ,

Опережение выпуска (l) (m) } за поршнем среднего давления.

Кривая (h) (l) изображает собой равностороннюю гиперболу относительно точек (o_2) .

Сжатие (m) (n) перед поршнем среднего давления и во 2 ресивере. Кривая (m) (n) представляет собой равностороннюю гиперболу относительно точки O . Начиная с этого момента, между поршнями среднего и низкого давления происходят те же явления, какие были описаны выше для поршней высокого и среднего давлений. Конец парораспределения образуют вышеуказанные периоды парораспределения спереди и сзади одного только поршня низкого давления.

2. Два кривошипа под 90° . Цилиндры высокого и среднего давлений здесь расположены по типу тандем и действуют на один кривошип, а цилиндр низкого давления действует на другой кривошип. Парораспределение между цилиндрами высокого и среднего давлений происходит так же, как и в двухцилиндровой тандем-машине, а между цилиндрами среднего и низкого давлений оно происходит так же, как в двухцилиндровой машине-компаунд (с кривошипами под 90°). Таким образом, относительно построения диаграмм можно указать на оба предыдущих параграфах.

При разделенном цилиндре низкого давления, когда цилиндр высокого давления и одна половина цилиндра низкого давления действуют на один кривошип, а цилиндр среднего давления и вторая половина цилиндра низкого давления действуют на другой кривошип, построение диаграмм также может быть сведено к показанному в § 25 и 26 парораспределению. Здесь цилиндры высокого и среднего давлений работают так же, как в двухцилиндровой машине-компаунд (с кривошипами под 90°); точно так же работают цилиндр среднего давления и половина цилиндра низкого давления по другой стороне кривошипа, между тем как половина цилиндра низкого давления по одинаковой стороне кривошипа с цилиндром среднего давления имеет парораспределение двухцилиндровой машины-тандем.

Среднее индикаторное давление p_i трехцилиндровой машины может быть определено по площадям диаграмм, или же может быть принято по данному проф. Грасманом значению для нормальной нагрузки

$$p_i = 1,2 + 0,05 p_{1m} \quad (14)$$

Здесь p_{1m} представляет собой среднее абсолютное давление впуска цилиндра высокого давления. При расчете с запасом p_i может быть принято на 0,1 до 0,2 ат меньше, а при расчете в обрз — настолько же больше.

§ 28. Расчет многоцилиндровых машин. Для определения размеров проектируемой многоцилиндровой машины ¹⁾ данной мощности N_e прежде всего вычисляют полезную площадь поршня O цилиндра низкого давления, как для одноцилиндровой машины той же мощности.

По ур-нию (3), стр. 21, следовательно, получается

$$O = \frac{75}{p_i c_m} \cdot \frac{N_e}{\tau_m}, \quad (15)$$

в которое должны быть поставлены нижеуказанные значения.

1. Среднее индикаторное давление p_i может быть определено согласно § 25 — 27 из построенных диаграмм, или же может быть принято по уравнению (13), стр. 49, или (14). При построении диаграмм необходимо принять во внимание следующее.

Для выбора отношения цилиндров служат приведенные в § 24 условия. Обычно при компаунд-машинах с давлениями впуска

$$p_1 < 9 \text{ ата делают } \frac{V}{v} = \text{от } 2,2 \text{ до } 2,5.$$

$$p_1 > 9 \text{ ата делают } \frac{V}{v} = \text{от } 2,5 \text{ до } 3.$$

В трехцилиндровых машинах

$$\frac{V}{(v)} = \frac{(v)}{V} = \text{от } 2,2 \text{ до } 2,8.$$

Табл. дает следующие данные отношений цилиндров:

Компаунд-машины.

Начальное давление пара p_1 ата	8	10	12	14	16
Пар сухой насыщенный	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
Пар перегретый { 250° Ц	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
{ 300° Ц	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
{ 350° Ц	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3

Трехцилиндровые машины.

Начальное давление пара p_1 ата	9	12	15	18
Пар сухой насыщенный	1:2,2:5,0	1:2,4:6	1:2,6:7,0	1:2,8:8,0
Пар перегретый { 250° Ц	1:2,3:5,5	1:2,5:6,5	1:2,7:7,5	1:2,9:8,5
{ 300° Ц	1:2,4:6,0	1:2,6:7	1:2,8:8,0	1:3,0:9,0
{ 350° Ц	1:2,5:6,5	1:2,7:7,5	1:2,9:8,5	1:3,1:9,5

При компаунд-машинах редко, как, напр., при локомотивах, делают отношения цилиндров больше $\frac{V}{v} = 3$, хотя при меньшем цилиндре высокого давления сама машина и давления на поршни получаются меньше, а следовательно, машина бывает дешевле. Машиностроительные заводы, приспособляясь к употребительным давлениям пара, стремятся достигнуть различных мощностей при помощи ограниченного числа моделей, причем более или менее удовлетворительны условия § 24.

¹⁾ О вычислениях мощности существующей многоцилиндровой машины по ее индикаторным диаграммам см. § 36 и 37.

**Горизонтальные клапанные компаунд-машины завода Борзиг,
Берлин — Тегель.**

Ход поршня	Диаметр цилиндров		Обороты в минуту	Средняя ско- рость поршня	Эффективная мощность в л. с.											
	высокого давления	низкого давления			Конденсация						Выпуск в атмосферу					
					8,5 ата		10,5 ата		12,5 ата		8,5 ата		10,5 ата		12,5 ата	
					Норм.	Макс.	Норм.	Макс.	Норм.	Макс.	Норм.	Макс.	Норм.	Макс.	Норм.	Макс.
500	275	430	170	2,83	79	103	108	140	112	146	73	95	83	108	90	117
	280	470	170	2,83	93	121	128	166	134	174	87	113	98	137	110	143
	350	560	170	2,83	133	173	182	237	191	248	124	161	141	183	151	196
600	305	500	155	3,10	116	150	159	206	166	216	109	141	124	161	133	173
	325	540	155	3,10	136	176	188	244	195	254	117	152	146	189	154	200
	390	640	160	3,20	190	247	262	340	274	356	117	230	203	264	219	285
700	350	560	135	3,15	150	195	206	267	215	280	138	179	159	206	169	219
	360	605	135	3,15	174	226	240	312	251	327	162	210	185	240	200	260
	430	720	150	3,50	274	356	379	493	393	511	256	333	291	378	314	408
800	390	640	125	3,33	207	269	284	370	297	386	189	246	216	280	233	303
	400	670	125	3,33	227	295	312	406	325	423	208	270	237	308	255	331
	480	800	135	3,60	350	455	483	668	503	654	320	416	365	475	393	510
900	430	720	125	3,75	286	385	407	529	424	551	272	353	310	403	333	433
	450	770	125	3,75	339	441	465	605	486	632	311	404	355	461	382	496
	535	880	125	3,75	443	576	609	792	636	827	407	529	465	605	498	647
1000	480	800	107	3,57	352	458	479	623	501	651	319	415	365	475	399	530
	500	855	107	3,57	500	520	547	711	572	744	365	475	412	545	448	582
	590	960	125	4,17	590	767	810	1054	845	1099	538	700	615	800	662	860
1100	535	880	107	3,92	469	610	640	832	668	868	427	555	488	634	526	684
	550	945	107	3,92	540	702	739	961	768	999	495	643	563	732	606	788
	640	1040	107	3,92	657	854	900	1170	930	1210	598	777	682	886	737	958
1200	590	960	107	4,28	562	730	832	1082	873	1135	555	722	628	816	685	890
	600	1020	107	4,28	685	890	940	1222	985	1281	628	816	712	925	770	1000
	700	1140	107	4,28	853	1109	1170	1491	1220	1586	780	1014	885	1150	960	1248

Эта таблица содержит мощность нормальных компаунд-машин. Она приблизительно соответствует приведенным в уравнении (13) на стр. 49 оценочным значениям. Показанное давление пара представляет собой давление впуска в машину.

Объем ресивера, в зависимости от требований, предъявляемых к регулированию машины, колеблется между объемами, описываемыми поршнями прилегающих цилиндров. Для возможно быстрого регулирования он делается равным объему предшествующего ему цилиндра, а в остальных случаях он делается в $\frac{1}{2}$ до $\frac{2}{3}$ объема, описываемого поршнем следующего за ним цилиндра.

Конечное давление полного расширения p_e , в зависимости от стоимости топлива, составляет при компаунд-машинах:

с выпуском в атмосферу p_e = от 1,2 до 1,8 ата,

с конденсацией p_e = от 0,5 до 0,8 ата; при трехцилиндровых машинах с конденсацией p_e = от 0,4 до 0,7 ата.

Исходной точкой выбора наполнения цилиндра высокого давления при насыщенном впускаемом паре может служить значение

$$\frac{s_1}{s} = \frac{p_e V}{p_1 v},$$

которое при перегретом паре, вследствие более сильного снижения кривой расширения, может быть принято на несколько процентов ниже.

Из других периодов парораспределения принимают:

опережение выпуска во всех цилиндрах от 0,4 до 2%.

Опережение выпуска в цилиндре высокого и среднего давлений от 2 до 6%, а в цилиндре низкого давления при выпуске в атмосферу от 8 до 15%, а при конденсации от 10 до 20%.

Относительно величины вредного пространства служат вышеприведенные (стр. 23) данные, если это пространство постоянно отнесено к объему соответствующего цилиндра.

2. Механический коэффициент полезного действия многоцилиндровых машин для хорошо приработавшихся машин лучшего выполнения и хорошо обслуживаемых может быть принят такой же, а в остальных случаях от 1 до 2% ниже, как для соответствующих одноцилиндровых машин (см. § 23).

Машиностроительный завод Гумбольдт в Кальке дает для своих горизонтальных клапанных машин с конденсацией следующие коэффициенты полезного действия:

Диаметр цилиндра	высокого давления	325	375	425	500	550	600	650
	низкого давления	525	625	700	800	900	1000	1100
Ход поршня		500	600	700	800	900	1000	1100
	$\eta_m =$	0,86	0,865	0,87	0,875	0,83	0,885	0,89

3. Средняя скорость поршня c_m имеет вышеприведенные для одноцилиндровых машин значения (стр. 21) и по мере успехов машиностроения постоянно возрастает.

Из вычисленной полезной площади поршня O цилиндра низкого давления при данном отношении цилиндров получаются соответствующие площади цилиндров высокого и среднего давлений

$$o = O \frac{v}{V} \text{ и соответственно } (o) = O \frac{(v)}{V},$$

а также с прибавлением от 1,5 до 3% получаются диаметры d , (d) и D отдельных цилиндров, которые следует принять в круглых числах.

Ход поршней и число оборотов многоцилиндровых машин опять должны удовлетворять отношению

$$S \cdot n = 30 \cdot c_m.$$

Число оборотов имеет вышеприведенные на стр. 21 для одноцилиндровых машин значения, а отношение хода поршня к диаметру здесь составляет:

$$\frac{S}{D} = \text{от } 0,8 \text{ до } 1,2 \text{ для нормальных горизонтальных заводских машин;}$$

$$\frac{S}{D} = \text{от } 0,5 \text{ до } 0,9 \text{ для нормальных вертикальных заводских и быстроходных машин.}$$

§ 29. Пример для расчета многоцилиндровых машин. Определить размеры горизонтальной tandem-машины с конденсацией, которая при давлении 12,5 *ата* и температуре пара перед машиной в 325° Ц должна развивать 375 л.с.

Для возможности построения общей диаграммы, необходимой для определения среднего индикаторного давления пара, на стр. 46 приведены данные относительно отношения цилиндров, объема ресивера, вредных пространств и наполнения цилиндра высокого давления. По фиг. 23, стр. 47, при выбранном там понижении давления в отдельных пространствах и при наполнении цилиндра низкого давления в 0,4 получается конечное давление полного расширения $p_e = 0,55 \text{ ата}$ и среднее индикаторное давление $p_i = 2,22 \text{ ат}$. Выбирая затем сообразно выполнению завода Линке-Гейман в Бреслау среднюю скорость поршня 3,75 м/сек, а также механический

коэффициент полезного действия $\eta_m = 0,865$, получаем требуемую полезную площадь цилиндра низкого давления по уравнению (15), стр. 55:

$$O = \frac{75}{2,22 \cdot 3,75} \cdot \frac{375}{0,865} = 3910 \text{ см}^2,$$

а с прибавлением 2,5%, соответственно

$$\frac{\pi D^2}{4} = 1,025 \cdot 3910 = 4010 \text{ см}^2,$$

получим диаметр цилиндра 0,715 или лучше

$$D = 0,72 \text{ м.}$$

Полезная площадь поршня низкого давления при диаметре сквозного поршневого штока 110 мм увеличивается до

$$O = (72^2 - 11^2) \frac{\pi}{4} = 3976,5 \text{ см}^2.$$

При выбранном отношении цилиндров 1:3 цилиндр высокого давления должен иметь полезную площадь поршня

$$O = \frac{3976,5}{3} = 1325,5 \text{ см}^2,$$

а следовательно, с принятием в расчет поперечного сечения поршневого штока в $11^2 \frac{\pi}{4} = 95 \text{ см}^2$, получится диаметр в круглых числах $d = 0,425 \text{ м.}$

При ходе поршня $S = 0,7 \text{ м}$, соответствующем отношению $\frac{S}{D} = 0,975$, число оборотов составит

$$n = \frac{30 \text{ см}}{S} = \frac{30 \cdot 3,75}{0,7} \cong 160.$$

§ 30. Расход пара, теплоты и угля многоцилиндровыми машинами. Для приблизительного вычисления расхода пара многоцилиндровой машиной могут служить вышеприведенные для одноцилиндровых машин уравнения со следующими изменениями.

При полезном расходе пара D_1' необходимо иметь в виду, что среднее индикаторное давление p_i в многоцилиндровых машинах относится к полезной площади поршня большого цилиндра. Поэтому значение, полученное из уравнения (10), стр. 35, необходимо помножить на обратное отношение цилиндров, а следовательно, получаем

$$D_1' = \frac{27 \cdot v}{p_i V} [(m + e) \gamma_1 - (m + e_c) \gamma_2] \text{ кг на 1 н. л. с. в час,} \quad (16)$$

где $e = \frac{s_1}{s}$ — степень наполнения,

$e_c = (s_3 + s_4) s$ — степень сжатия,

$m = \frac{d_0}{s} \frac{v_0}{v_1}$ — коэффициент вредного пространства

цилиндра высокого давления.

γ_2 означает удельный вес пара в начале сжатия.

Для вычисления потери от начальной конденсации D_1'' здесь, по Грабаку в уравнении (11), стр. 35, для насыщенного пара следует подставить: для компаунд-машин с выпуском в атмосферу $A =$ от 4,2 до 4,0; для таких же машин с конденсацией — $A =$ от 4,0 до 3,5; для трехцилиндровых машин с конденсацией — $A =$ 3,2 до 3,0, причем меньшие значения служат для наиболее совершенных машин.

При перегретом паре значение A может быть принято в 0,1 до 0,05 приведенных значений, в зависимости от меньшей или большей степени нагрева.

Потеря на пропуски D_4''' приблизительно составляет при компаунд-машинах 0,8, а при трехцилиндровых машинах 0,64 вышеприведенных (стр. 36) значений для одноцилиндровых машин.

Для определения потери от начальной конденсации также служат приведенные на стр. 36 данные проф. Дэрфеля, отнесенные к цилиндру высокого давления.

Полный расход пара опять составляет $D_i = D_4' + D_4'' + D_4'''$ в кг на 1 и. л. с. в час или $D_e = \frac{D_i}{\eta_m}$ в кг на 1 э. л. с. в час.

Расход теплоты и угля для многоцилиндровой машины определяется из расхода пара по нижеуказанному (см. § 38) способу.

Из обеих нижеприведенных таблиц первая дает расход пара хорошими клапанными машинами по Гринцу, а вторая дает этот расход по данным машиностроительного завода Аугсбург-Нюрнберг. Для обеих таблиц служат сделанные на стр. 36 для одноцилиндровых машин указания.

Индикаторный расход пара D_i в кг на 1 и. л. с. в час.

Таблица 1.

Индикаторная мощность в лошадиных силах		Конденсация			
		250		1000	
Температура $t^\circ \text{C}$		250	300	250	300
$p_1 = 8 \text{ атм}$	$c_m = 2,5$	6,00	5,55	—	—
	$c_m = 3,0$	5,85	5,40	5,65	5,20
	$c_m = 3,5$	—	—	5,50	5,00
$p_1 = 10 \text{ атм}$	$c_m = 2,5$	5,70	5,25	—	—
	$c_m = 3,0$	5,50	5,10	5,35	4,95
	$c_m = 3,5$	—	—	5,20	4,80
$p_1 = 12 \text{ атм}$	$c_m = 2,5$	5,40	5,00	—	—
	$c_m = 3,0$	5,25	4,85	5,15	4,75
	$c_m = 3,5$	—	—	4,95	4,60
$p_1 = 14 \text{ атм}$	$c_m = 2,5$	5,30	4,90	—	—
	$c_m = 3,0$	5,10	4,70	5,00	4,60
	$c_m = 3,5$	—	—	4,85	4,45

Таблица 2.

$p_1 \text{ атм}$	Н а г р у з к а				
	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
8	5,70	5,35	5,50	5,80	6,50
9	5,50	5,20	5,30	5,60	6,30
10	5,30	5,05	5,10	5,45	6,10
11	5,18	4,90	4,97	5,30	5,95
12	5,05	4,75	4,85	5,18	5,80
13	4,92	4,65	4,75	5,05	5,68
14	4,80	4,55	4,65	4,92	5,55
15	4,70	4,45	4,55	4,80	5,43
16	4,60	4,35	4,45	4,70	5,30

Температура пара при впуске $t=300^\circ$, вакуум в цилиндре 85%.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 31. Индикатор. Важнейшим вспомогательным средством для исследования поршневых паровых машин служит индикатор. В индикаторной диаграмме он дает полную картину происходящих в цилиндре явлений, которая не только может быть применена для вычисления мощности машины, но также указывает на погрешности парораспределения, неплотности распределительных органов, поршней и т. п. Важнейшие части обыкновенного индикатора составляют:

1. Цилиндр диам. от 10 до 20 мм, в котором пар рабочего цилиндра машины, соответственно его давлению в каждый данный момент, более или менее перемещает нагруженный пружиной поршень.

2. Пишущий прибор, помощью направляющего механизма передающий движение индикаторного поршня пишущему штифту.

3. Бумажный барабан, поворачиваемый вперед и назад соответственно машиной и пружиной и служащий для надевания бумаги, на которой пишущий штифт чертит диаграмму.

4. Зацепка и ходоуменьшитель, которые передают попеременное движение парового поршня или крейцкофа машины бумажному барабану и соответственно уменьшают ход этих частей до большей части длины окружности барабана (основания диаграммы).

Относительно типов обыкновенных индикаторов можно заметить следующее.

Индикаторы строятся с внутренними и наружными пружинами. Последнее устройство, при котором пружина расположена вне индикаторного цилиндра и не приходит в соприкосновение с паром, имеет то преимущество, что пружина остается холодной, и температура пара не влияет на точность масштаба пружины (величину сжатия или растяжения от нагрузки в 1 ат). Расположенные снаружи пружины, применяемые главным образом для исследования машин, работающих перегретым паром, должны быть по возможности защищены и от всякого другого лучеиспускания теплоты, главным образом от выдуваемого пара.

Индикаторные пружины бывают сжимаемые или растягивающиеся. Сжимаемые пружины склонны к боковому выгибанию оси пружины при своем сжатии, обуславливая этим боковое давление на поршневой шток и трение в направляющих. Это неудобство не имеет места при растягивающихся пружинах. Но последние должны быть навиты не круто, так как в противном случае масштаб пружины изменяется при возрастании нагрузки. В случае неизбежности сжимаемых пружин они для возможного устранения бокового давления должны быть изготовлены из двух вставленных одна в другую спиральных пружин с противоположным направлением хода.

Индикаторный цилиндр устраивается простым или снабжается вставкой (паровой рубашкой). Последняя предохраняет рабочий пар от излучения теплоты наружу и, при правильном своем устройстве, предупреждает заедание поршня, легко могущее иметь место вследствие различного расширения поршня и цилиндра при больших давлениях пара.

Фирмы, специально занимающиеся изготовлением индикаторов, обращают весьма серьезное внимание на высокие качества материала и на достижение возможной легкости всех подвижных частей индикатора, так как качающиеся массы своей инерцией влияют на точность воспроизведения явлений в паровом цилиндре тем неблагоприятнее, чем они больше.

В частности относительно устройства обыкновенных индикаторов здесь рассмотрены только обе наиболее употребительные конструкции, а именно:

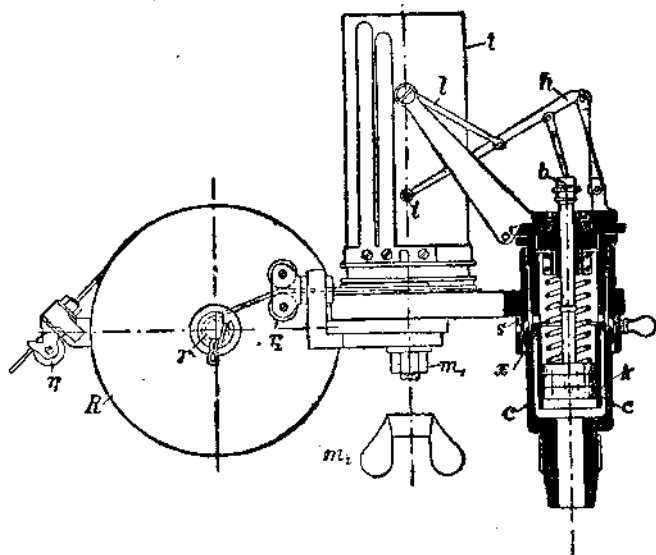
а) Индикатор Ричарда завода Дрейер, Розенкранц и Дрооп в Ганновере. Он изготовляется с наружной или внутренней растягивающейся или сжимаемой пружиной. На фиг. 25 изображен индикатор с внутренней сжимаемой пружиной. Пружина двухвитковая и закреплена в гайке поршневого штока, а не впаина. Цилиндр снабжен вставкой е, которая может быть легко и быстро вынута для осмотра и замены вместе с крышкой, закрепляемой в цилиндре помощью моментального затвора.

Вставка внизу образует паровую рубашку, а сверху с целью возможности свободного ее расширения, она не прилегает к цилиндру. Поршень *h*, ныне устраиваемый фирмой в виде пластинчатого поршня с верхней и нижней направляющими поршневого штока, движется только в нижней тонкостенной части вставки; *x* обозначает уплотняющую поверхность последней; *s* изображает поворотный золотник для стока пара и воды.

Пишущий прибор индикатора, соединенный с поршневым штоком при помощи шарового шарнира *b*, состоит из эллиптической направляющей серьги или параллелограмма Эванса. Обратное коромысло *l* параллелограмма имеет длину, равную половине длины пишущего рычага *h*. Направление пишущего штифта происходит сообразно 5 точкам прямой линии и дает вполне пропорциональное движение между поршнем и штифтом.

Стальной бумажный барабан *t* доставляется с храповым остановочным приспособлением и без него. Для обратного поворота барабана служит спиральная пружина.

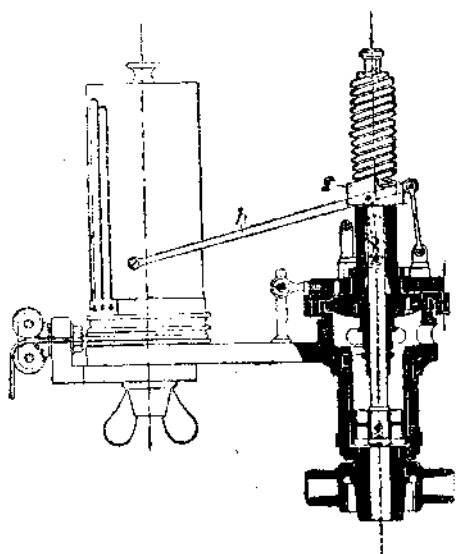
Ходоуменьшитель на своем валу снабжен большим ходовым шкивом *R* и малым уменьшительным роликом *r*. Первый из них поворачивается направляющим через блочек *r*₁ шнуром, сцепленным с закрепленной на крейцкопфе или поршневом штоке машины захваткой, и обратно оттягивается сильной круглой пружиной. Ролик *r* охватывается идущим от бумажного барабана шнуром. Для возможности применения ходоуменьшителя для всех ходов



Фиг. 25.

машины при нем имеется несколько роликов *r*, снабженных цифрами, выражающими допускаемый для каждого ролика наибольший ход машины. После отвинчивания крыльчатой гайки *m*₁ ходоуменьшитель закрепляется под бумажным барабаном помощью гайки *m*₁ таким образом, что направляющие блочки *r*₂ индикатора располагаются в одной плоскости с роликом *r* ходоуменьшителя.

б) Индикатор Кроссби фирмы Майгак в Гамбурге изображен на фиг. 26 с наружной пружиной. Пружинная поддержка расположена concentрично на поршневом штоке и образует одно целое с цилиндровой крышкой. Незначительная длина пружинной поддержки *t* предупреждает коробление от нагревания и постоянно обеспечивает точное прямолинейное направление. Пружина представляет собой двухвитковую растягивающуюся пружину с тесно расположенными витками. Пишущий прибор имеет направляющую в виде пантографа с передаточным отношением 1:6. Пишущий рычаг *h* под двойным отводным плечом раздвоен в виде вилки и изготовлен из одного куска. Цилиндр свободно подвешен и снабжен паровой рубашкой.



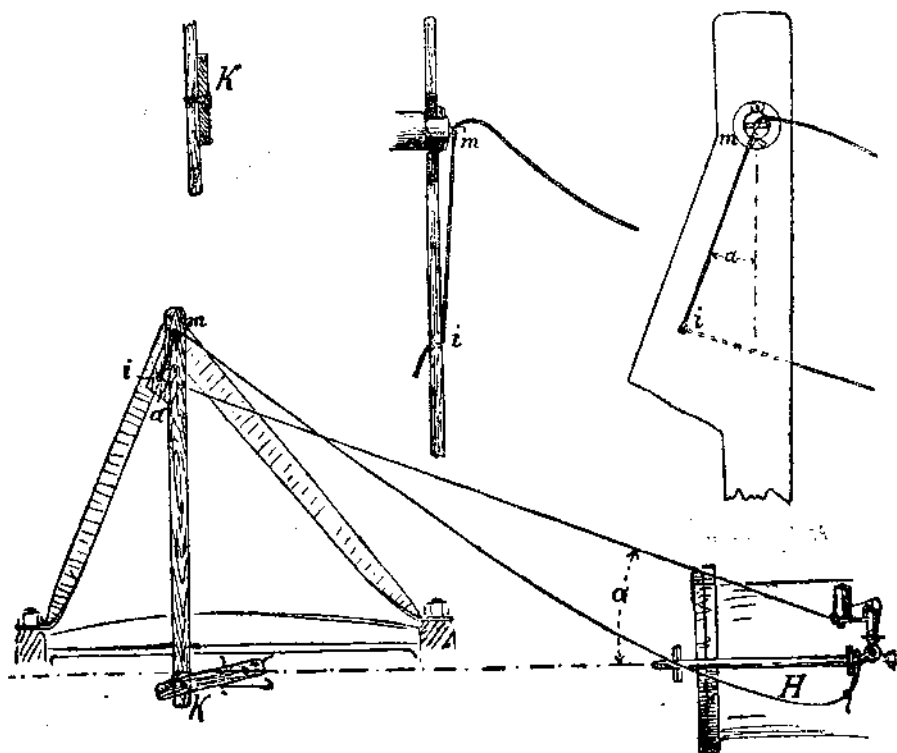
Фиг. 26.

бор имеет направляющую в виде пантографа с передаточным отношением 1:6. Пишущий рычаг *h* под двойным отводным плечом раздвоен в виде вилки и изготовлен из одного куска. Цилиндр свободно подвешен и снабжен паровой рубашкой.

Бумажный барабан снабжен спиральной обратной пружиной и фрикционным остановочным приспособлением.

Для машин с большим числом оборотов все специальные фирмы строят особые небольшие индикаторы, в которых движущиеся массы до крайней степени облегчены.

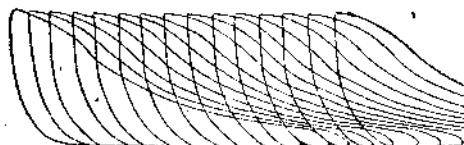
При быстроходных машинах и длинных ходах поршня, где остановочным приспособлением индикатора легко можно повредить шнур, и где вследствие постоянного движения происходит сильное изнашивание механизма, вместо роликового ходоуменьшителя часто употребляется рычажный ходоуменьшитель. На фиг. 27 изображено



Фиг. 27.

подобное приспособление по типу Кроссби. Шнур от бумажного барабана сперва проходит через отверстие в болте *m* и затем через отверстие *i* в деревянном качающемся рычаге. Последний качается вокруг *m* и соединен с цапфой крейскопфа промежуточной тягой *K*. При снятии диаграммы шнур у *H* натягивается до тех пор, пока бумажный барабан следует за движениями рычага, и в этом положении удерживается плотным нажатием рукой. При отпуске руки шнур и барабан опять перестают двигаться.

Электрические расцепные приспособления, помощью которых одним лицом может быть произведено одновременное нажатие пишущих приборов на нескольких индикаторах, находят себе применение при точных исследованиях многоцилиндровых машин.

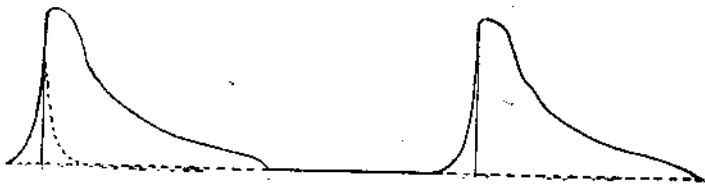


Фиг. 28.

Для непрерывных (движущихся) диаграмм (фиг. 28) специальные заводы изготовляют индикаторы с особым барабанным приспособлением, в которых пишущий штифт описывает несколько от-

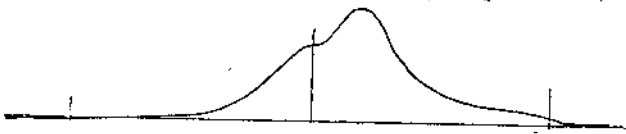
стоящих на небольшом друг от друга расстоянии диаграмм на длинной бумажной ленте. Последняя при этом сматывается с расположенной внутри барабана ватушки,

затем выходит через щель наружу и, наконец, опять наматывается внутри барабана. Перемещение ленты происходит только при обратном ходе барабана с целью более правильного изображения важной кривой расширения.

Фирма Дрейер, Розенкранц и Дрооп в Ганновере строит индикаторы для беспрерывных развернутых диаграмм пути поршня (фиг. 29), в которых кривая бы-


Фиг. 29.

развернутая, т. е. кривые расширения и сжатия чертятся одна за другой. Если эти диаграммы отнесены не к пути поршня, как к основанию, а ко времени или пути цапфы

кривошипа (фиг. 30), как это имеет место в другом типе индикаторов этой фирмы, причем движение бумажного барабана происходит с постоянной угловой скоростью или пропорционально движению цапфы кривошипа, то они дают нам весьма важные


Фиг. 30.

заключения вблизи мертвых положений (см. § 48). Приведение в движение бумажного барабана при диаграммах времени лучше всего производится помощью электромотора, а при диаграммах пути цапфы кривошипа — от главного вала. Диаграммы пути цапфы кривошипа могут непосредственно служить диаграммами времени, если пренебречь степенью неравномерности главного вала, как это большей частью допускается.

Существуют еще оптические индикаторы, описание которых приведено в *Zeitschr. der Ver. deutsch. Ing.* за 1904 г., стр. 1314, и 1907 г., стр. 2041.

§ 32. Испытание и установка индикатора. Для того, чтобы даваемая индикатором диаграмма действительно соответствовала происходящим в паровом цилиндре явлениям, безусловно необходимо испытание прибора перед каждым его употреблением.

Это испытание прежде всего касается определения масштаба пружины. Даже при самом тщательном изготовлении индикаторные пружины дают различный масштаб не только в холодном и теплом состоянии, но и при высоком и низком давлении, а также при возрастающей и убывающей нагрузке. Эти различия могут составлять до 3%. Поэтому для достижения однообразия при определении этого масштаба Общество германских инженеров выработало особые правила, заключающие в себе обзор различных способов испытаний, а также их преимуществ и недостатков.

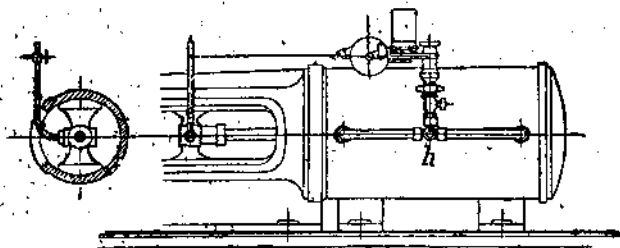
Испытание индикаторной пружины должно быть связано с исследованием инструмента на его состояние в других отношениях. Совершенная чистота индикатора является безусловно необходимой. Собственное трение тщательно изготовленного и хорошо содержимого индикатора должно быть чрезвычайно мало и не влиять вредно на точность диаграммы. Следовательно, поршень, бумажный барабан и т. п. части должны легко двигаться; шарниры пишущего прибора, которые подобно бумажному барабану должны быть смазаны хорошим маслом, должны быть достаточно слабы, а острый конец штифта должен легко двигаться по бумаге. Наконец, необходимо обратить внимание на то, чтобы нигде не было мертвого хода, и чтобы поршень достаточно плотно прилегал к цилиндру.

Употребительные способы установки индикатора на машине показаны на фиг. 31 и 32. При установке индикатора необходимо иметь в виду некоторые обстоятельства, а именно:

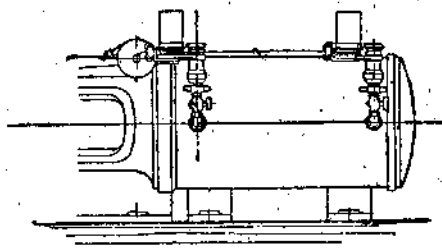
Индикатор должен быть расположен по возможности ближе к цилиндру, а следовательно, должен быть установлен путем ввинчивания индикаторного крана в шпильку цилиндра и путем применения для этой цели обыкновенного отвода¹⁾ при вертикаль-

¹⁾ Отвод часто доставляется изготовленным вместе с краном (угловой кран).

тем положении инструмента (фиг. 32). Всякие другие промежуточные части, способствующие конденсации, а при некоторых обстоятельствах и торможению пара крутыми колесами или сужениями, должны быть избегнуты. Сообразно с этим, постановка индикатора по фиг. 31 с трехходовым краном *h* посредине, допускающая удобное индирование обеих сторон поршня помощью одного индикатора, может быть допущена только для небольших машин; при средних и крупных машинах длинные соединительные трубы служат причиной погрешностей в диаграммах. Для подобных машин удобнее установка по фиг. 32, т. е. с двумя индикаторами, помощью которых могут быть одновременно сняты диаграммы с обеих сторон поршня. Если же в распоряжении имеется только один индикатор, то он последовательно ставится на оба конца цилиндра.



Фиг. 31.



Фиг. 32.

Соединительные каналы между индикатором и паровым цилиндром должны быть совершенно чисты, и перед установкой инструмента они продуваются паром через открытый кран.

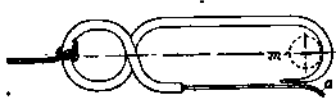
Индикаторный шнур должен быть плетеный, военный и предварительно достаточно вытянут путем продолжительного подвешивания груза. Длина шнура должна быть соразмерена так, чтобы бумажный барабан при своем поворачивании ни спереди ни сзади не упирался в упорку, а ходил бы совершенно свободно. Наконец, шнур, даже при оттяжке его конца, соответствующего ходу машины, должен тангенциально сбегать с желобка бумажного барабана.

При уменьшении хода помощью рычагов в шарнирах не должно быть мертвых ходов.

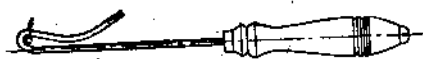
Фиг. 33 до 35 изображают принадлежности для обслуживания индикаторов, применяемые, главным образом, у быстроходных машин. Шнуρο-натяжной крючок по фиг. 33 защемляется путем натягивания его по направлению *1*, а свободный конец шнура *x*, для безопасности, закладывается в вырез при *y*. Натяжение шнура



Фиг. 33.



Фиг. 34.



Фиг. 35.

по направлению *2* освобождает шнур, вследствие чего он произвольно может быть удлинен или укорочен. Ловильный крючок по фиг. 34 служит для легкого соединения ходоуменьшителя с прикрепленной большей частью к крейцкофу зацепкой *m* во время хода машины. Расцепной крючок (фиг. 35) служит для быстрого расцепления этого соединения. Закрываемое пружиной *a* отверстие ловильного крючка помещают вблизи внутренней мертвой точки зацепки и дают ему там защелкнуться; расцепным крючком захватывают шнур *s* вблизи ловильного крючка и при внутреннем мертвом положении зацепки оттягивают его от зацепки, причем ловильный крючок повисает на расцепном крючке, чем препятствуется обратному его защелкиванию.

§ 33. Снятие индикаторных диаграмм и неточности их. Перед снятием диаграммы следует медленно открывать индикаторный кран и паром подогреть индикаторный цилиндр и удалить случайно скопившуюся в нем конденсационную воду. Затем пишущему прибору дают несколько ходов и нежно прижимают пишущий

штифт к барабану до тех пор, пока он не начертит на надетой на барабане бумажной полоске отчетливую диаграмму. Затем закрывают индикаторный кран и описывают атмосферную линию: небольшое отверстие в конической пробке крана образует доступ воздуха под индикаторный поршень при закрытом кране. Бумажный барабан при индицировании не должен бесполезно поворачиваться, а всегда должен расцепляться после снятия диаграммы и опять пускаться в ход только после надевания новой бумажки, которая должна плотно и без складок сидеть на барабане.

Независимо от источников ошибок, обусловливаемых недостаточно внимательной установкой индикатора и обращением с ним, в диаграмме могут быть погрешности, обусловливаемые несовершенством самого прибора. Так, например, удлинение шнура, упругость зацепки и инерция движущихся масс вызывают искажения диаграммы в продольном и поперечном направлениях. Упругость зацепки и удлинение шнура, величина которого обусловливается содержанием влажности в воздухе, температурой окружающей среды, изменчивостью натяжения шнура, работой машины и т. п., влияют на длину диаграммы, которая тогда бывает не одинакова во всех диаграммах. Таким же явлением обнаруживается действие массы барабана, между тем как действие массы индикаторного поршня с его пружиной и пишущего прибора обнаруживается волнообразной формой кривых, так как эти части могут следовать за изменяющимися силами только очень медленно и обнаруживают тем более сильные колебания (преимущественно при индикаторах без трения), чем быстрее происходят изменения силы, а следовательно, чем больше число оборотов машины. Поэтому при больших числах оборотов всегда следует употреблять сильные пружины и индикаторы с возможно легкими движущимися массами.

§ 34. Исследование индикаторных диаграмм. Каждая индикаторная диаграмма машины непосредственно по ее снятии должна быть снабжена надписью, показывающею: номер индикаторной пружины, число оборотов машины, давление в котле, вакуум в конденсаторе, а также сторону поршня, с которой снята диаграмма, и соответствующий цилиндр при многоцилиндровой машине. Исследование диаграммы простирается на главные процессы в цилиндре. Прежде всего высота линии впуска указывает величину потери давления между котлом и цилиндром; а затем вид диаграммы показывает на погрешности в установке или работе индикатора или на неправильности в парораспределении. Исходной точкой при исследовании диаграмм может служить следующее сопоставление некоторых типичных погрешностей на диаграммах (фиг. 36—48).

1. Индикаторный барабан бьет с одной стороны вследствие слишком длинного шнура.

2. Индикаторный поршень движется в цилиндре с слишком большим трением, или же в трубке находится вода. Индикатор работает порывами, и кривые расширения имеют ступенеобразный вид.

3. Волнистый вид линий впуска пара и расширения обусловливается колебанием масс поднимающихся и опускающихся частей индикатора и, главным образом, обнаруживается при быстроходных машинах и индикаторах без трения. Для их устранения необходимо вставить более сильную пружину.

4. Слишком позднее открытие впускного органа, отсутствие или недостаточная величина опережения ¹⁾.

5. Слишком раннее открытие впускного органа и слишком большое опережение впуска.

6. Неплотность впускного органа; по окончании периода наполнения свежий пар опять притекает в цилиндр.

7. Вторичное наполнение по окончании впуска пара (см. при парораспределении двойными золотниками в § 77).

8. Слишком позднее открытие выпуска; отсутствие или недостаточное опережение выпуска ²⁾.

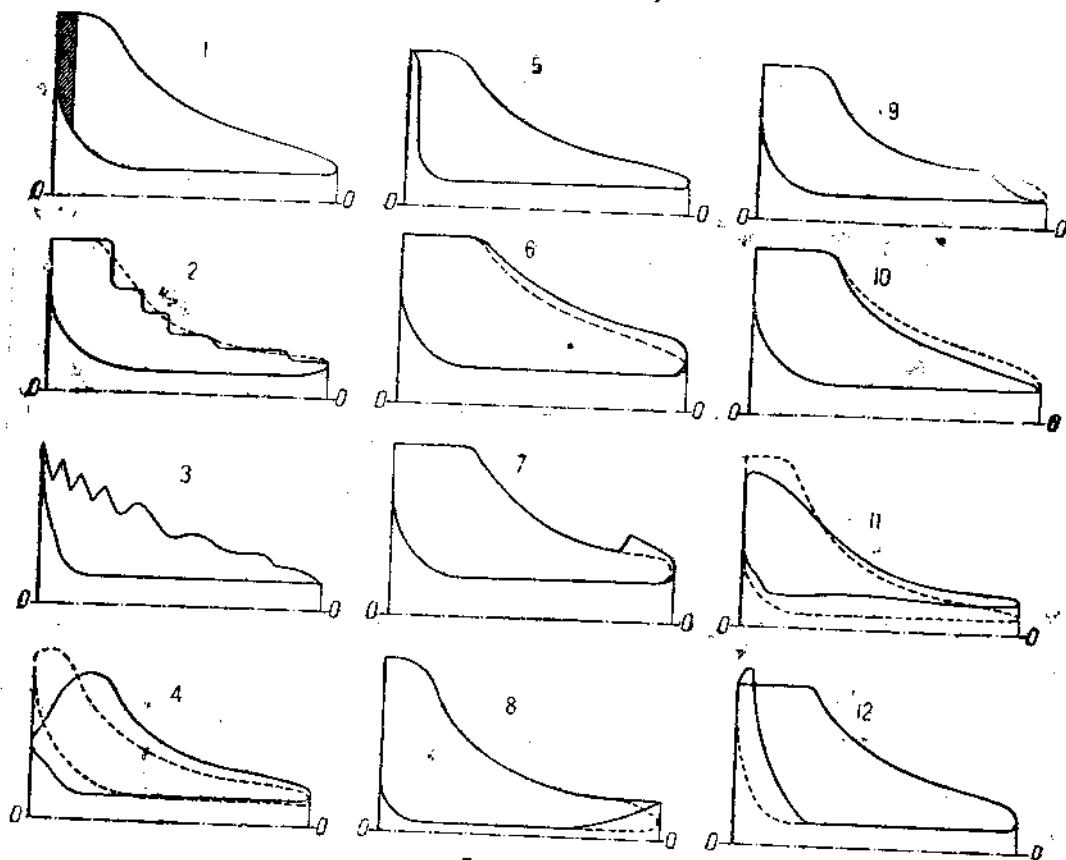
9. Слишком раннее открытие выпускного органа, слишком большое опережение выпуска.

¹⁾ Zeitschr. d. Bayer. Rewisionsv. 1903, стр. 80 и 85.

²⁾ Там же.

10. Неплотность выпускного органа или поршня; слишком сильное понижение кривой расширения.

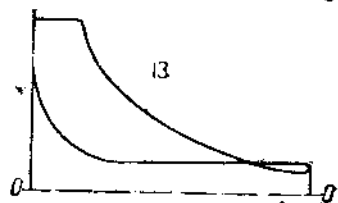
11. Торможение впускаемого и выпускаемого пара вследствие слишком малого поперечного сечения распределительных каналов ¹⁾.



Фиг. 36—48.

12. Слишком сильное сжатие; слишком раннее закрытие выпускного органа.

13. Слишком малое наполнение машины, которая сама по себе слишком велика для существующей нагрузки.



Фиг. 49.

Для точного определения наполнения в диаграммах с медленным закрытием каналов и сильным торможением впускаемого пара в точках *b* и *c* (фиг. 49), из которых первая, несомненно, принадлежит линии впуска, а вторая — кривой расширения, проводят касательные к этим кривым. Точка их пересечения *t* определяет собой путь наполнения S_1 , а также начальное давление p_a расширения ²⁾.

Состояние пара в период расширения и сжатия при машинах, работающих насыщенным паром, определяется направлением и положением соответствующих линий диаграммы по отношению к равнобедренной гиперболы.

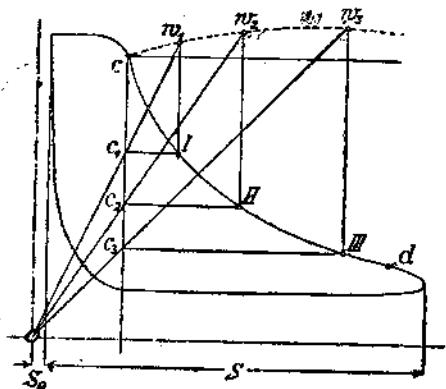
Но нанесением этой гиперболы на диаграмму легко затемнить проф. Дарфелем характеристику. Построение ее производится обратно приведенному

¹⁾ Zeitschr. d. Bayer. Revisionsv. 1903, стр. 80 и 85.

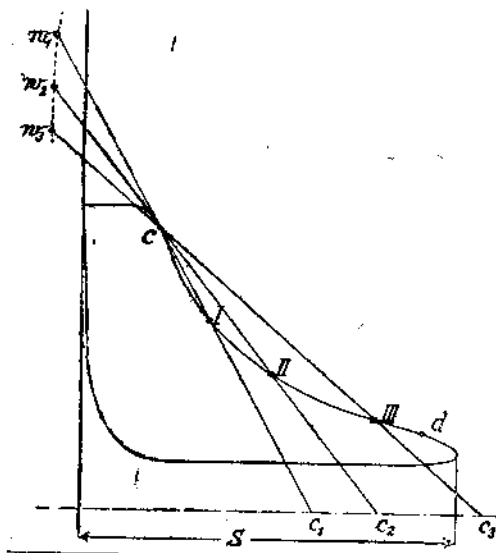
²⁾ Это указание не соответствует действительности; момент отсечки всегда лежит правее точки *t*, в данном случае, возможно — в точке *c*.

на стр. 26 первому способу построения. Через точки $I, II, III \dots$ кривой расширения cd (фиг. 50) проводят горизонтальные линии, пересекающие проведенную через начальную ее точку с вертикаль в точках $c_1, c_2, c_3 \dots$. Тогда лучи $Oc_1, Oc_2, Oc_3 \dots$ своим пересечением с вертикалями через I, II, III дают точки $w_1, w_2, w_3 \dots$ характеристики. При совпадении кривой расширения с равнобочной гиперболой (т. е. при $n = 1$) характеристика имеет вид прямой линии; она подымается при $n < 1$ и опускается при $n > 1$.

При этом построении характеристики необходимо точно знать величину вредного пространства. Но в большей части случаев чрезвычайно затруднительно, а иногда даже невозможно в существующей машине определить эту величину точными числами. Поэтому для этой цели рекомендуется способ построения характеристики, независимый от этой величины¹⁾, согласно фиг. 51. Этот способ представляет собой обратный



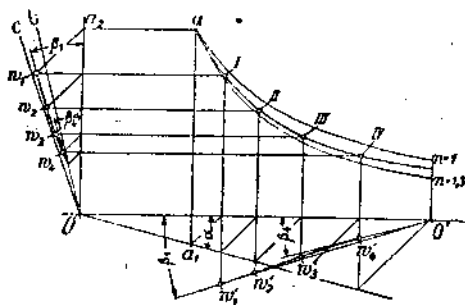
Фиг. 50.



Фиг. 51.

изложенному на стр. 26 второму способу построения равнобочной гиперболы. Из начальной точки с кривой расширения cd проводят лучи cc_1, cc_2, cc_3 , на которых от точки с сверху откладывают соответственно отрезки $Ic_1, IIc_2, IIIc_3 \dots$. Получаемые таким образом точки $w_1, w_2, w_3 \dots$ характеристики дают кривую линию, если кривая расширения не представляет собой равнобочной гиперболы, причем характеристика наклонена к диаграмме, если кривая расширения опускается ниже гиперболы, и отклоняется от нее, если кривая расширения подымается выше гиперболы.

Для сравнения кривых расширения (у машин для перегретого пара) и кривых сжатия с политропическими кривыми Лейнвебер²⁾ дал характеристику, получаемую из обращения приведенного на стр. 26 построения Брауера. По этому способу, напр., для кривой расширения $a I II III \dots$ на фиг. 52 необходимо через начальную точку a этой кривой провести вертикальную и горизонтальную линии и найти точки a_1 и a_2 их пересечения с прямой, проведенной под углом α ($\approx 15^\circ$) к оси абсцисс, и с осью ординат. Проведенная через a_1 под углом 45° прямая и прилегающая к ней вертикаль через точку пересечения этой прямой с осью абсцисс дают на кривой расширения точку I , а проведенная через эту точку горизонталь своим



Фиг. 52.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, стр. 25.

²⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, стр. 534 и 1988.

пересечением с проведенной через a_2 под 45° прямой дает точку w_1 характеристики. Исходя из точки I , можно таким же способом определять точки II и w_2 , III и w_3 и т. д.

Характеристика представляет собой искривленную линию, если показатель в уравнении

$$1 + \lg \beta = (1 + \lg \alpha)^n,$$

как это обыкновенно имеет место при кривых расширения в диаграммах паровых машин, не остается постоянным. При постоянном n она образует прямую линию и, согласно предыдущему уравнению, для каждого значения n получается другая прямая. Так, по фиг. 52 для равносторонней гиперболы ($n=1$) получается характеристика Ob , а для адиабаты перегретого пара ($n=1,3$) получается характеристика OC , и между этими характеристиками располагается характеристика действительной кривой расширения или сжатия.

Это построение обладает тем недостатком, что характеристика сильно укорачивается к внешней мертвой точке и сильно удлиняется к внутренней мертвой точке, вследствие чего картина перехода теплоты в цилиндре получается нечетливой и малонаглядной. Построение получается более отчетливым, если за направляющую линию для характеристики выбрана не ось давлений, а ось объемов. Откладывают OO' (длина хода S + вредное пространство $S_0 = m \cdot S$) на оси абсцисс и через точку O' проводят прямую, наклоненную в этой оси под углом β_1 к точке w_1 . Вертикаль через I дает точку w_1' новой характеристики; путем дальнейшего нанесения β_2 соответственно получается w_2' и т. д.

При перегретом паре для определения характера расширения наносят кривую насыщения или предельную кривую (кривую pv для сухого насыщенного пара). Отдельные точки этой кривой имеют ординатами давления, а абсциссами соответствующие удельные объемы сухого насыщенного пара (см. табл. в «Прибавлении»), помноженные на работающий в машине за каждый ход поршня вес пара и на объемный масштаб диаграммы, т. е. на длину, соответствующую в ней 1 м^3 . Вес работающего пара состоит из определенного путем опыта веса питательной воды (см. § 38) за каждый ход поршня и из веса, остающегося во вредном пространстве пара, причем относительно последнего делается допущение, что при открытии впуска вредное пространство наполнено сухим насыщенным паром под давлением впуска.

Так, напр., по проф. Шретеру ¹⁾ в исследованной им компаунд-машине для перегретого пара, которой ранжированная диаграмма высокого давления показана на фиг. 53,

доставляемое котлу на каждый ход поршня количество питательной воды составляло $0,0505 \text{ кг}$. Но это количество не может быть непосредственно применено для построения кривой насыщения, так как не все диаграммы имеют одинаковую степень наполнения. Средняя арифметическая степеней наполнения из всех диаграмм составляет $0,327$, между тем как на фиг. 53 степень наполнения составляет $0,316$. Поэтому доставляемое за каждый ход поршня количество питательной воды можно принять приблизительно

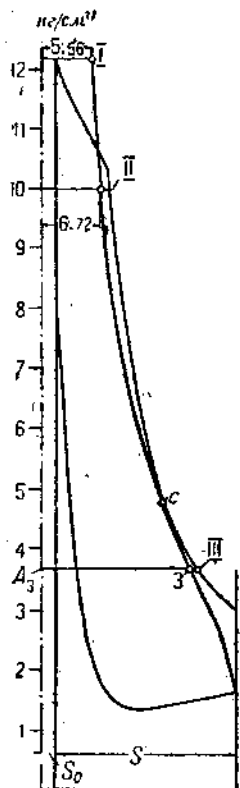
$$0,0505 \approx \frac{0,316}{0,327} = 0,0488 \text{ кг}.$$

Затем в исследованной машине:

объем, описываемый поршнем высокого давления $= 0,038 \text{ м}^3$,

объем вредного пространства $= 0,07 \cdot 0,038 \text{ м}^3$,

абсолютное давление впуска $= 12,2 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 53.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1895, стр. 14.

Так как удельный объем сухого насыщенного пара под давлением впуска, согласно табл. в «Прибавлении», составляет $0,167 \text{ м}^3$, то вес работающего пара на каждый ход поршня составляет

$$0,0488 + \frac{0,07 \cdot 0,038}{0,167} \text{ кг.}$$

Затем, так как на фиг. 53 основание диаграммы $s = 20 \text{ мм}$ соответствует описанному поршнем объему в $0,038 \text{ м}^3$, то масштаб объемов для этой диаграммы составляет $20 : 0,038$. Таким образом, для получения абсцисс предельной кривой на фиг. 53 необходимо удельные объемы сухого насыщенного пара помножить на

$$\left(0,0488 + \frac{0,07 \cdot 0,038}{0,167}\right) \frac{20}{0,038} = 34.$$

Отсюда получается, напр., для абсцисс:

точки I, соответствующей $12,2 \text{ ат}$, $0,167 \cdot 34 = 5,68 \text{ мм}$,

точки II, соответствующей 10 ат , $0,199 \cdot 34 = 6,77 \text{ мм}^1)$ и т. д.

В точке пересечения предельной кривой с кривой расширения (точке с на фиг. 53) перегретый пар переходит в состояние насыщения. Если кривая расширения расположена ниже предельной кривой, то пар влажен. Отношение

$$\frac{A_2 3}{A_2 III} = \frac{v}{v'} = x$$

выражает собой относительное количество пара.

§ 35. Ранкинизирование индикаторных диаграмм многоцилиндровых машин. Для возможности сравнения индикаторных диаграмм машины многоступенчатого расширения с идеальной диаграммой соответствующей одноцилиндровой машины, согласно § 18, необходимо первые диаграммы перерисовать так, чтобы при том же масштабе давлений длины их были пропорциональны объемам, описываемым поршнями, т. е. объемам цилиндров, и сложить их в одну общую диаграмму. При этом ранкинизировании, как называют подобное перерисовывание, диаграмму высокого давления обыкновенно оставляют по длине без изменения и вытягивают диаграммы среднего и низкого давлений в отношении объемов цилиндров. Служащая для сравнения одноцилиндровая диаграмма ограничивается сверху, наибольшим давлением впуска p_1 или давлением в котле с принятием в расчет потери в трубопроводе, а внизу—нулевой линией при конденсации или атмосферной линией при выпуске в атмосферу. За линию расширения принимают равностороннюю гиперболу, которая при насыщенном паре проходит через конечную точку расширения в цилиндре высокого давления, где при машинах двухступенчатого расширения на диаграмме обнаруживается наибольший вес пара, а при перегретом паре—через начальную точку этого расширения.

Фиг. 18—20 на стр. 41 показывают применение этого способа к соответствующим диаграммам ²⁾ работающей насыщенным паром тандем-машины Саксонского машиностроительного завода бывш. Гартман в Хемнице. Машина имеет следующие размеры и соотношения:

диаметр цилиндра высокого давления 301 мм ,

» » низкого » 500 »

$$\text{отношение цилиндров } \frac{V}{v} = \frac{(50^2 - 8^2) \frac{\pi}{4}}{(31^2 - 8^2) \frac{\pi}{4}} = 2,72^3),$$

ход поршней 620 мм , число оборотов 125 в мин. ;

коэффициент вредного пространства цилиндра высокого давления 5% ,
и цилиндра низкого давления 6% .

¹⁾ На фиг. 53 нанесены значения $5,68$ и $6,72 \text{ мм}$, полученные из прежних, теперь измененных, значений удельного объема.

²⁾ В тандем-машине задняя сторона одного цилиндра постоянно работает совместно с кривошипно-сторовой другой цилиндра.

³⁾ При предположении проходящего через оба цилиндра потока диаметром 8 см .

Основание S диаграммы высокого давления и длина $m \cdot S$ его вредного пространства сохранены и в общей диаграмме, а соответственные величины диаграммы низкого давления, наоборот, вытянуты в отношении $V:v = 2,72$. Масштаб давлений общей диаграммы составляет $10 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$; поэтому ординаты диаграммы высокого давления с фиг. 18, где $5 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$, нанесены на общую диаграмму в двойную величину, а ординаты цилиндра низкого давления с фиг. 19, где $15 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$, нанесены на фиг. 20 в две трети их величины.

Отношение площадей ранжированной диаграммы, в которой площадь диаграммы высокого давления составляет 1020 мм^2 , а площадь диаграммы низкого давления составляет 1130 мм^2 , к площади, нанесенной пунктиром идеальной диаграммы площадью около 2840 мм^2 , или так называемая степень полноты, по фиг. 20, составляет

$$\frac{1020 + 1130}{2840} \cong 0,757.$$

§ 36. Определение индикаторной мощности. Пример. По индикаторной диаграмме одноцилиндровой машины по уравнению (1), стр. 20, вычисляется индикаторная мощность машины в л. с. Она составляет

$$N_i = \frac{1}{2 \cdot 75} (p_i \cdot O + p'_i \cdot O') c_m,$$

где означают:

O , p_i полезную площадь поршня в см^2 и соответственно среднее индикаторное давление с задней стороны поршня в ат ;

O' , p'_i те же величины для кривошипной стороны поршня;

$c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ среднюю скорость поршня в метрах в секунду.

Значения p_i и p'_i представляют собой измеренные в масштабе давлений средние ординаты диаграммы. Они вычисляются или по приведенному на стр. 25 правилу или же путем деления найденной помощью планиметра площади диаграммы на ее основание.

Для получения индикаторной мощности N_i многоцилиндровых машин необходимо составить указанное уравнение для обеих сторон поршней отдельных цилиндров (с принятием в расчет соответствующих полезных площадей поршня) и затем суммировать отдельные полученные мощности.

Для приведенной в предыдущем параграфе tandem-машины Саксонского машиностроительного завода при диаметре севозного поршневого штока в 8 см получаются:

полезная площадь поршня цилиндра высокого давления

$$(31^2 - 8^2) \frac{\pi}{4} = 704,5 \text{ см}^2;$$

полезная площадь поршня цилиндра низкого давления

$$(50^2 - 8^2) \frac{\pi}{4} = 1913,24 \text{ см}^2;$$

средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{0,62 \cdot 125}{30} = 2,583 \text{ м/сек.}$$

Фиг. 18 и 19 (стр. 41) дают диаграмму высокого давления со стороны крышки и диаграмму низкого давления с кривошипной стороны машины. По нанесенным на фиг. 18 размерам ординат по изложенному на стр. 25 правилу получается средняя ордината

$$\frac{1}{10} (6,3 + 25,3 + 26,3 + 17,3 + 12,5 + 8,9 + 6,6 + 4,7 + 3,1 + 2,2 + 0,4) = 11,36 \text{ мм}$$

или при масштабе давлений $5 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$ среднее индикаторное давление с задней стороны поршня высокого давления составляет

$$p_1 = \frac{11,38}{5} = 2,27 \text{ ат.}$$

Согласно фиг. 19 средняя ордината составляет

$$\frac{1}{10}(8 + 21,2 + 21 + 20,4 + 17,4 + 14 + 11,4 + 9,5 + 8 + 6,3 + 1,9) = 13,9 \text{ мм}$$

и при масштабе $15 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$ среднее индикаторное давление с кривошипной стороны поршня низкого давления составляет

$$p'_1 = \frac{13,9}{15} \cong 0,93 \text{ ат.}$$

Таким образом, пар по указанным сторонам машины развивает мощность

$$\frac{1}{2 \cdot 75}(2,27 \cdot 704,5 + 0,93 \cdot 1913,24) 2,583 \cong 58,2 \text{ и. л. с.}$$

Если диаграммы обеих других сторон поршней дадут те же средние ординаты, то вся мощность машины составит

$$N_i = 2 \cdot 58,2 = 116,4 \text{ и. л. с.}$$

§ 37. Определение действительной или эффективной мощности и механической степени полезного действия. Действительная или полезная мощность N_e машины меньше индикаторной ее мощности N_i , а именно:

1. на работу холостого хода машины N_p , т. е. на работу, расходуемую на преодоление собственных сопротивлений машины движению, и

2. на добавочную работу трения, на которую возрастает N_i при нагрузке машины вследствие возрастания давления. Но так как существование подобной добавочной работы трения в последнее время оспаривается, то обыкновенно принимают полезную мощность

$$N_e = N_i - N_p,$$

и механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_p}{N_i} = 1 - \frac{N_p}{N_i}.$$

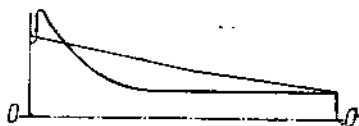
Значения N_i и η_m могут быть определены двояким образом: если имеется диаграмма холостого хода машины (фиг. 54), то по ней определяют среднее давление холостого хода p_1 и работу холостого хода

$$N_i = \frac{1}{2 \cdot 75}(O + O')p_1 \cdot c_m$$

и по вычисленной индикаторной мощности по вышеприведенным уравнениям определяют N_e и η_m .

Точнее будет непосредственное определение полезной мощности путем торможения машины. Из применяемых для этой цели тормозных динамометров самый старый — это назим Прони. Фиг. 55 изображает этот тормоз в том виде, в каком он применялся на Дюссельдорфской выставке в 1880 году ¹⁾.

На главном валу паровой машины закреплен разъемный тормозной шкив В. К нему прилегают одна верхняя и несколько нижних тормозных колодок К, из которых последние сидят на гибкой тормозной ленте. Концы этой ленты закреплены в деревянном рычаге Н: один конец закреплен при посредстве резиновых упругих шайб f, а другой закреплен одной только гайкой, подтягиваемой при помощи

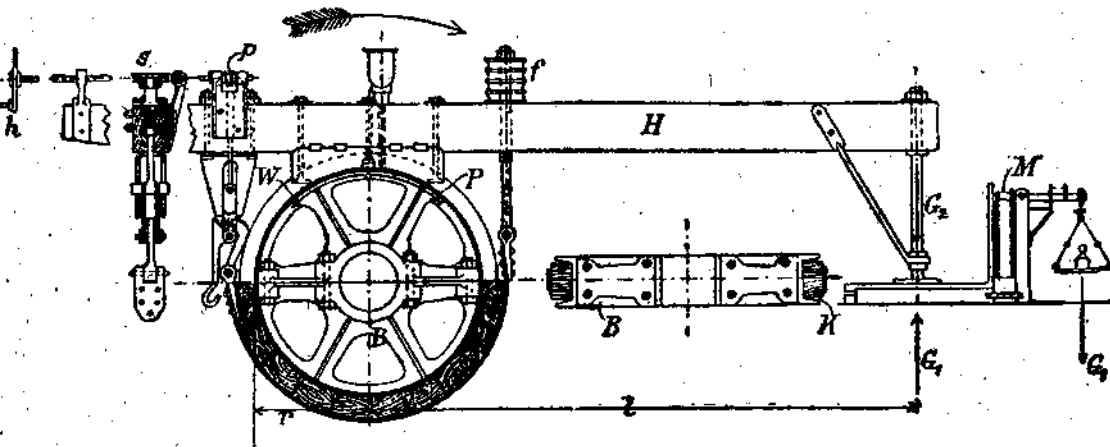


Фиг. 54.

¹⁾ См. Die Untersuchungen an Dampfmaschinen u. Dampfkesseln auf d. Dusseldorfer Gewerbeausstellung 1888. Verlag v. J. Meyer, Aachen.

небольшого червячного колеса s , микрометрического винта p и ручного маховичка h . Путем поворачивания этого маховичка может быть произведено более сильное или более слабое нажатие тормозных колодок к шкиву, а следовательно, и регулирование сопротивления трения. Подобное регулирование необходимо при значительном уклонении тормозного рычага или соответственного язычка весов M от среднего своего положения при изменении скорости вала или вследствие каких-либо других причин. Правый конец тормозного рычага давит на весы при помощи штифта, нижний конец которого должен находиться в одной горизонтальной линии с центром вала. Для смазки и охлаждения тормозных колодок к ним может притекать вода из расположенного над валом сосуда. Широкие и глубокие спиральные желобки в колодках направляют воду дальше по окружности шкива. Существуют и несколько иные конструкции тормоза Прони.

Если в изображенном на фиг. 55 тормозе для известной его нагрузки щеки притянуты настолько, что груз G_1 на весах M поддерживает тормоз в равновесии в пределах допускаемых небольших колебаний тормозного рычага, и если G_2 озна-



Фиг. 55.

чает давление, производимое на весы собственным весом рычага, то момент развиваемого на окружности шкива сопротивления трения W должен быть равен моменту разности нагрузок $G_1 - G_2$ относительно центра вала, т. е.

$$(G_1 - G_2)l = W \cdot r.$$

В состоянии равномерного движения сопротивление W равно противодействующему ему двигательному усилию на окружности P , развиваемому при действии на радиусе r при n оборотах в минуту мощность

$$N_s = \frac{P \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

Подставив сюда вместо P равное ему значение W из вышеприведенного уравнения, находим

$$N_s = \frac{(G_1 - G_2)l\pi \cdot n}{80 \cdot 75} \quad (17)$$

Для предупреждения слишком сильного повышения температуры шкива и колодок тормоза Прони теплота, в которую обращается при нем работа машины, должна быть отведена. Поэтому тормозной диск должен иметь достаточно большую наружную поверхность или же, как это встречается во многих случаях, должен быть снабжен особым водяным охлаждением. Подводящая большей частью для смазки между тормозными поверхностями вода (часто с совершенно бесполезным прибавлением мыла), масло или жир, уменьшающие износ колодок и смывающие с них продукты износа, по мнению проф. Брауера, облегчает отвод теплоты. При сильно нагруженных трущихся поверхностях жидкие масла должны предпочитаться воде, так как они выдер-

живают более высокую температуру поверхностей и не испаряются при 100°C . При посредстве смазочных желобков в тормозных щеках можно соединить водяное охлаждение с водяной смазкой, как было указано выше; но при этом необходимо озаботиться о стоке воды, которая должна стекать по направлению вращения шкива.

При ширине обода b и радиусе r в метрах, по Радингеру, при водяном охлаждении следует принять

$$b \cdot r = \frac{N_e}{150}.$$

Брауер на основании опытов с охлаждаемыми изнутри шкивами определил

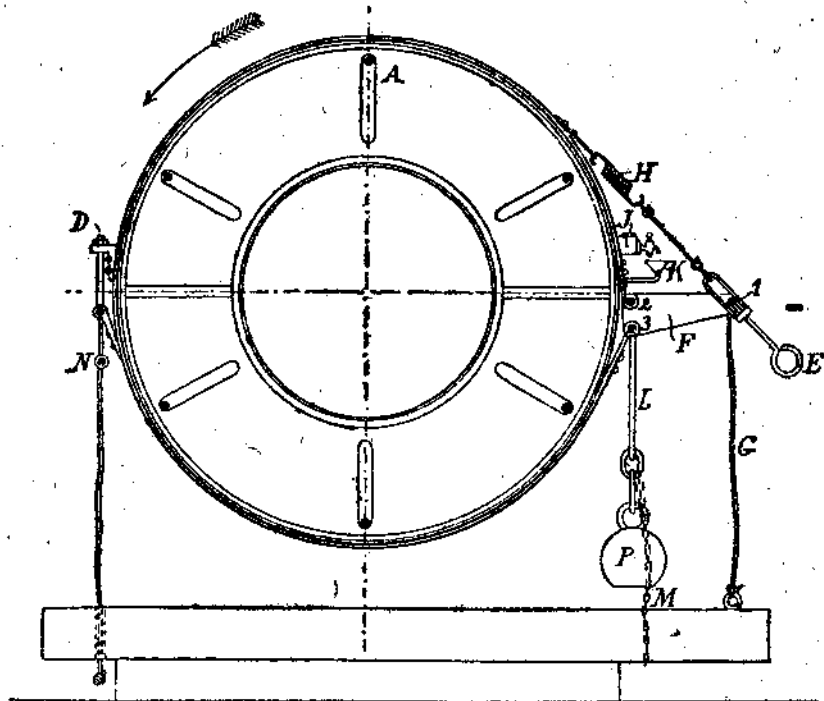
$$r \cdot b = \frac{N_e}{270} \text{ и } \frac{N_e}{238},$$

а при отсутствии водяного охлаждения рекомендует

$$r \cdot b = \frac{N_e}{35}.$$

Тормоз Прони большей частью употребляется только для торможения небольших машин. Для предупреждения постоянных ударов тормозного рычага о предохранительные задержки, замененные на фиг. 55 десятичными весами, требуется большая сноровка в обращении с тормозом.

Значительно легче постановка и удобнее обращение с изображенными на фиг. 56 тормозным динамометром Брауера¹⁾, обыкновенно не требующим водяного



Фиг. 56.

охлаждения. Тормозным шкивом служит железный шкив, прикрепленный скобу маховика шестью болтами и скобками. Точное положение скоб сообразно неодинаковой толщине обода маховика может быть установлено при помощи тонких винтиков. Железная тормозная лента лежит в выточенном желобке и снабжена винтом D для первоначального ее натяжения; в точках 2 и 3 она соединяется с треугольным рычагом F , третья точка 1 которого может поворачиваться помощью винта E для

¹⁾ См. также Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 1991.

установки и регулирования сопротивления трения при нормальной работе. Действительная нагрузка тормоза изображена грузом P ; предохранительная цепь обозначена M , а J изображает сосуд для смазки.

Этот тормоз отличается тем преимуществом, что при небольших колебаниях нагрузки машины или коэффициента трения он автоматически регулирует сопротивление трения. Это регулирование происходит следующим образом: точка I рычага F прикреплена к шнуру G , своим натяжением ограничивающему высоту этой точки. Если по каким-либо причинам сопротивление трения на тормозной ленте возросло, то тормозный шкив стремится увлечь за собой ленту и поднимать груз P . Это продолжается до тех пор, пока шнур G не натянется; тогда происходит небольшое вращение рычага F по направлению часовой стрелки. Это поворачивание рычага влечет за собой уменьшение натяжения ленты. Для возможности поворачивания рычага F , конец I рычага соединяется с тормозной лентой при посредстве промежуточной спиральной пружины H , несколько вытягивающейся при натяжении шнура G .

Несмотря на все преимущества, тормоз Брауера применим только в довольно тесных пределах, как и тормоза большей части других конструкций. Поэтому для больших мощностей частое применение находит себе способ электрического торможения. Если испытуемая паровая машина непосредственно соединена с динамомашинной, то полезная мощность первой определяется мощностью и коэффициентом полезного действия последней. Если для динамомашинны означают:

V измеряемое вольтметром напряжение в вольтах,

J измеряемую по амперметру силу тока в амперах,

то отдаваемая паровой машиной мощность составляет

$$\frac{V \cdot J}{\eta} \text{ ватт,}$$

или, так как $736 \text{ ватт} = 1 \text{ л. с.}$,

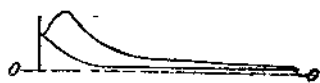
$$N_s = \frac{V \cdot J}{736 \cdot \eta} \text{ л. с.} \quad (18)$$

Для точного определения N_s необходимо заранее в точности определить коэффициент полезного действия динамо η , который может быть различен при различных нагрузках. Если передача к динамомашине производится помощью ременного или канатного привода, то потеря на передачу принимается в 2%, так что получается

$$N_s = 1,02 \frac{V \cdot J}{736 \cdot \eta} \text{ л. с.}$$

Наконец, в последнее время для непосредственного измерения очень больших мощностей, как, например, паровых, рудоподъемных, прокатных машин, употребляются крутильные динамометры. Они определяют угол, на который взаимно скручиваются два поперечных сечения главного вала при нагруженной машине. Это скручивание служит мерой передаваемого вала крутящего момента, а следовательно, и передаваемой мощности при данном числе оборотов и точно указанном сопротивлении материала вала.

Из тормозной мощности N_s и индикаторной N_i получается механический коэффициент полезного действия η_m машины, выражаемый частным от деления первой из этих мощностей на вторую. При этом определении η_m необходимо иметь в виду, что работа непосредственно приводимых в движение машин насосов, как, например, воздушного насоса в машинах с конденсацией, обыкновенно вследствие незначительной ее величины причисляется к сопротивлениям машины, между тем как, строго говоря, она должна была бы быть вычтена из индикаторной мощности N_i . Если же это вычитание не производится, то машина с конденсацией, непосредственно приводящая в движение свой воздушный насос, дает меньшую тормозную мощность N_s и меньший коэффициент полезного действия η_m , нежели та же машина при приведении в движение воздушного насоса работающей от нее трансмиссией, между тем



Фиг. 57.

как в действительности полезная работа, а следовательно, и η_m в обоих случаях одинаковы. Работа, расходуемая воздушным насосом, может быть определена путем индигирования этого насоса. Фиг. 57 изображает индикаторную диаграмму подобного насоса.

§ 38. Определение расхода пара и теплоты. Расход пара D , в кг на 1 и. л. с в час, обыкновенно гарантируемый условиями поставки, может быть определен или путем измерения количества доставляемой в котел питательной воды, или, при машинах с поверхностной конденсацией, путем измерения количества образовавшейся в конденсаторе конденсационной воды. Мощность машины одновременно же определяется путем индигирования ее. Для однообразного производства этих исследований обществом германских инженеров выработаны «Правила для исследования мощности у паровых котлов и паровых машин».

Способ определения расхода пара путем измерения питательной воды наиболее употребителен. Продолжительность служащих для этой цели испытаний не должна быть слишком коротка, обыкновенно не меньше 8 часов, и только при очень равномерно нагруженных установках не менее 6 часов. Испытание начинают, когда уровень воды в котле, который не должен питаться по меньшей мере не менее, чем за 10 минут, совпадает с намеченной на водомерном стекле меткой. В качестве последней большей частью служит обвязанная вокруг стекла нитка, расстояние которой от какой-нибудь определенной точки наперед точно установлено. Тогда начинается питание котла заранее отвешенной водой, планомерное снятие диаграмм и другие обмеры (см. ниже). По меньшей мере за 10 минут до окончания испытания опять прекращают питание котла, и в конце испытания уровень воды в котле должен иметь вышеотмеченное положение. Доставляемая в котел вода обыкновенно измеряется таким образом, что постоянно небольшой сосуд точно определенной емкости сперва наполняется водой, которая затем выливается в больший сосуд. Из последнего уже вода засасывается питательным насосом. Число вылитых малых сосудов и количество воды, потребное для приведения уровня воды в большом баке к той метке, на которой вода в этом баке находилась до начала исследования, дает все количество поступившей в котел питательной воды. Из этого количества необходимо вычесть потери в трубопроводах, и для этой цели оседающая в трубопроводе конденсационная вода улавливается в водоотделителе, из которых она поступает в конденсационные горшки и затем взвешивается. Если питательным приспособлением служит питаемый паром из испытываемого котла паровой насос, то количество расходуемого им пара, определяемое путем конденсации отработавшего пара в охлаждаемом змеевике, также должно быть вычтено из всего расхода питательной воды. Лучше в этих случаях доставлять пар паровому насосу из другого котла или употреблять для питания котла приводной насос. Применения инжектора при исследованиях следует по возможности избегать, несмотря на то, что он теплоту доставляемого ему пара опять сообщает холодной питательной воде, так как излишняя, вытекающая из вестового клапана в питательный резервуар, вода иногда настолько нагревает содержимое этого бака, что работа инжектора прекращается. Наконец, весь расход питательной воды, уменьшенный означенными количествами и деленный на произведение из продолжительности испытания в часах и определяемой по диаграмме средней мощности в индикаторных силах в час, дает искомый расход пара.

При точных исследованиях определяется также количество воды, образующейся в паровых рубашках путем конденсации пара, но, как относящееся к действию машины, оно не должно вычитаться из найденного расхода питательной воды.

При производстве испытания необходимо обратить внимание на то, чтобы при начале испытания машина уже находилась в состоянии установившегося равновесия, т. е. чтобы она уже некоторое время работала при тех условиях относительно давления в котле, числа оборотов, нагрузки и т. п., которые должны иметь место при испытании. Трубопровод, на котором все не служащие для испытываемой машины ответвления, а также и спускные трубы, должны быть заглушены, должен быть собран вполне плотно; предохранительные клапаны при исследованиях не должны продувать, и вообще всякое побочное заимствование пара из котла должно быть устранено. Уровень воды в котле должен поддерживаться по возможности на одинаковой высоте, а именно несколько выше установленной метки. Диаграммы должны сниматься

каждые 10 — 15 минут. Точно так же через определенные промежутки времени должны наблюдаться давление и температура пара непосредственно перед машиной, число оборотов машины и вакуум в конденсаторе. В конце испытания установка должна находиться при тех же условиях, как и в начале испытания.

Определение расхода пара путем измерения количества продуктов конденсации производится путем непосредственного взвешивания количества конденсационной воды, откачиваемой воздушным насосом при поверхностной конденсации. К этому количеству воды следует прибавить и конденсационную воду из паровых рубашек. Хотя этого рода измерение требует мало времени, около 10 до 15 минут, тем не менее оно находит себе небольшое применение, так как вследствие частичного испарения конденсируемого пара, а также и по другим причинам, оно не так точно и надежно, как способ измерения питательной воды. Но тем не менее это измерение представляет собой очень удобную проверку последнего измерения. Измерение питательной воды обыкновенно дает несколько больший (в среднем на 5%) расход пара, нежели измерение продуктов конденсации. Эта разница большей частью обусловливается указанной неточностью измерения продуктов конденсации и в незначительной степени также незаметными неплотностями у фланцевых стыков и у котла при измерении питательной воды.

Расход теплоты на 1 индикаторную лошадиную силу в час составляет

$$W_i = D_i (\lambda_0 - t_w) \cong D_i (i_0 - t_w). \quad (19)$$

Здесь означают:

λ_0 — полную теплоту пара,

i_0 — приблизительно такое же теплосодержание пара перед машиной,

t_w — температуру питательной воды.

Значение i_0 для сухого насыщенного пара берется по таблице в «Прибавлении», для перегретого пара

$$\lambda_0 = \lambda_s + c_p(t - t_s) \text{ и } i_0 = i_s + c_p(t - t_s),$$

где λ_s и i_s — полная теплота или соответственно теплосодержание,

t_s — температура насыщения сухого насыщенного пара того же давления,

t — температура перегретого пара,

c_p — средняя теплоемкость пара (см. табл. в «Приложении»).

Значение i_0 для насыщенного и перегретого пара может быть взято по диаграмме JS Молье (стр. 79); температура питательной воды часто принимается в 0° Ц.

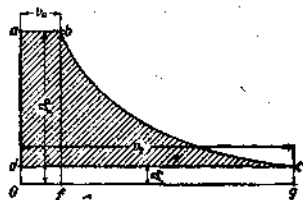
§ 39. Сравнительные процессы в поршневых паровых машинах. Для возможности сравнения между собой теплоиспользования, происходящего в различных поршневых паровых машинах, требуется некоторый идеальный процесс, изображающий собой высший предел использования пара в этих машинах и составляющий цель всех усовершенствований действительного процесса, хотя бы даже недостижимую.

Процесс Карно, который доставил бы наибольшее возможное теплоиспользование при данных условиях, не может служить для этой цели. Для возможности этого процесса паровая машина должна была бы при насыщенном паре работать с термодинамическим перегревателем питательной воды, который сжимал бы поступающую из конденсатора смесь в воду с давлением и температурой свежего пара, чтобы доставление теплоты происходило при наивысшей температуре. Но устройство подобного перегревателя питания влечет за собой такие неудобства, которые окончательно исключают его применение. При перегретом паре процесс Карно даже с термодинамическим перегревателем питания является теоретически невозможным, так как посредством его перегревание воды при постоянном давлении недостижимо.

Таким образом, в качестве сравнительных процессов могут служить только оба следующих процесса.

1. Процесс по Клаузиусу-Ренкину. При этом процессе воображают себе, что пар работает в совершенной машине таким образом, что все необратимые изменения состояния пара, имеющие место в действительной машине, совершенно устранены. Таким образом, пар в совершенной машине не претерпевает никакой потери

давления в начале выпуска или вследствие слишком тесных паровых каналов; никакого теплообмена между паром и стенками цилиндра не происходит, а также не происходит никакой потери теплоты в окружающее пространство путем лучеиспускания или теплопроводности. Кроме того совершенная машина не имеет вредных пространств. Затем питательная вода с температурой выпускаемого пара поступает в котел, где она сперва нагревается до температуры насыщенного пара давлением p_0 и только тогда переходит в пар при постоянном давлении. Этот пар также при постоянном давлении устремляется за поршень машины, где он расширяется адиабатически от давления p_0 до давления p_2 и, наконец, при последнем давлении совершенно выходит из машины. Строго говоря, в процессе Клаузиуса-Ренкина, давление p_0 должно быть принято равным давлению в котле, а давление p_2 — равным давлению внешней атмосферы или конденсатора. Но часто за давление p_0 принимается давление пара непосредственно перед машиной, а за давление p_2 принимается давление непосредственно за машиной (т. е. в паровпускной и выпускной трубе).



Фиг. 58.

Диаграмма p_v (объемов и давлений) работающей по этому процессу машины имела бы изображенную на фиг. 58 форму, и вследствие полного расширения пара до противодавления p_2 она кончилась бы острием.

Если обозначим через L_0 величину работы, выражаемой площадью $abcd$ для 1 кг пара,

$\lambda_0 - t_w \cong i_0 - t_w$ (см. стр. 76) — количество заимствованной последним теплоты при испарении, т. е. количество теплоты, расходуемой на образование 1 кг пара,

A — термический эквивалент единицы работы $= \frac{1}{427}$,

то отношение

$$\eta_0 = \frac{A \cdot L_0}{\lambda_0 - t_w} \cong \frac{A \cdot L_0}{i_0 - t_w} \quad (20)$$

называется термическим коэффициентом полезного действия совершенной машины.

Значения $A \cdot L_0$ и i_0 проще всего определяются при помощи JS диаграммы Молье (см. стр. 79).

Из диаграммы p_v значение L_0 вычисляется следующим образом:

По фиг. 58, при удельных объемах пара $ab = v_0$ и $dc = v_2$ при давлении p_0 и соответственно p_2 , получается площадь:

$$abcd = Oabf + fbcg - Odcg,$$

а следовательно,

$$L_0 = p_0 v_0 + \frac{p_0 v_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_2 v_2,$$

или, подставив из уравнения

$$p_0 v_0^n = p_2 v_2^n$$

значение

$$v_2 = \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot v_0,$$

где p_0 и p_2 выражены в ат, а v_0 в м³/кг, находим

$$L_0 = 10000 \frac{n}{n-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right], \quad (21)$$

где $n = 1,035 + 0,1 x$ для первоначально влажного пара с удельным количеством пара x ;
 $n = 1,135$ для первоначально сухого пара;
 $n = 1,3$ для первоначально перегретого пара.

¹⁾ Если вместо температуры выпускаемого пара подставить температуру питательной воды как это обыкновенно и делается.

²⁾ См. стр. 29.

u_0, u_3 — внутреннюю энергию,

ИЛИ, ТАК КАК

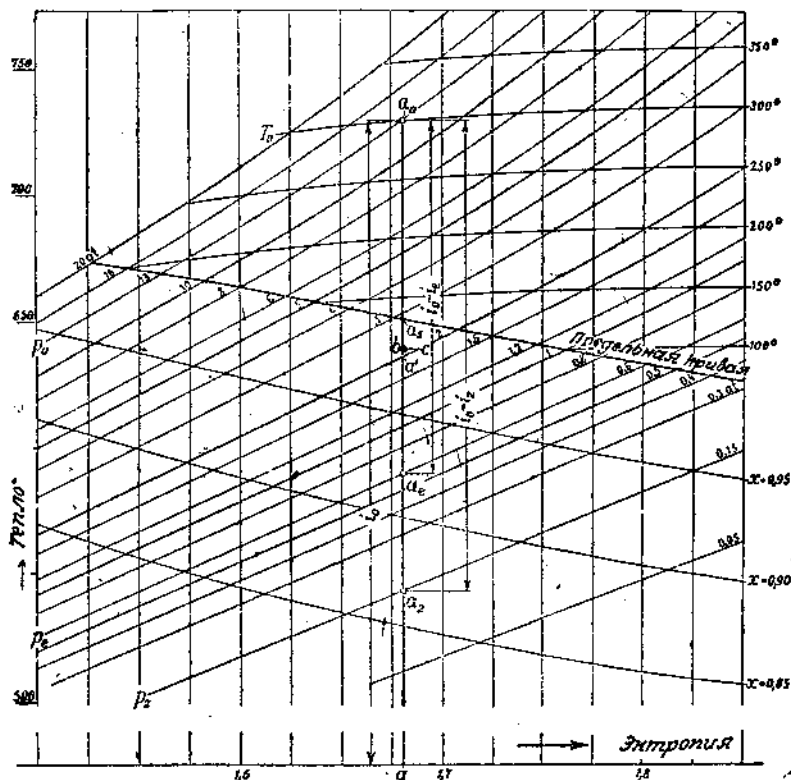
$$A \cdot L_0 = u_0 - u_2 + A \cdot p_0 \cdot v_0 - A \cdot p_2 \cdot v_2,$$

получается

$$i_0 = u_0 \div A \cdot p_0 \cdot v_0 \text{ II } i_2 = u_2 \div A \cdot p_2 \cdot v_2,$$

$$A \cdot L_0 = i_0 - i_2;$$

это значение, измеренное в тепловом масштабе, представляет собой величину $\alpha_0\alpha_2$ на диаграмме JS . Затем на этой диаграмме вертикаль $\alpha_0\alpha$ соответствует расходуемому

 $\Phi_{\text{HT}} = 60.$

на парообразование количеству теплоты i_0 , так что при значении $A \cdot L_0$, выражаемом уравнением (20), термический коэффициент полезного действия совершенной машины будет

$$\eta_{10} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_{\infty}}, \quad (23)$$

а отнесенная к питательной воде с $t_w = 0^\circ$ она составит

$$r_0 = \frac{i_0 - i_2}{i_0}, \quad (24)$$

т. е. он определяется отношением обоих отрезков a_0a_2 и a_3a_1 .

Величина $i_0 - i_2$ называется теоретическим или располагаемым перепадом теплоты. Так как работе в 1 л. с. соответствует количество теплоты

$$60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot A = \frac{270000}{427} \approx 632,3 \text{ кал},$$

то расход пара совершенной машиной на 1 л. с. составит

$$D_0 = \frac{632,3}{A \cdot L_0} = \frac{632,3}{i_0 - i_2} \quad (25)$$

и называется теоретическим расходом пара.

Для сухого насыщенного пара, для которого при обычных давлениях i_0 колеблется между 653 и 668, т. е. уклоняется от среднего значения на 1%, при $i_0 = 657$ и $t_w = 25^\circ \text{Ц}$ по Моллье можно принять

$$\eta_0 = \frac{1}{D_0},$$

а для перегретого пара, для которого $D_{0r} = [1 + 0,00079(t_0 - t_w)] D_0$ выражает приведенный к сухому насыщенному пару температурой t_w расход перегретого пара, получается

$$\eta_0 = \frac{1}{D_{0r}}.$$

Нижеприведенные таблицы для сравнения содержат в себе некоторые значения термического коэффициента полезного действия η_0 и теоретического расхода пара D_0 , получаемые из диаграммы Моллье JS. Прежде всего из табл. 1 видна выгода применения высоких давлений пара. Значение η_0 возрастает, а D_0 убывает с повышением давления; но это увеличение и уменьшение бывает тем меньше, чем выше было начальное давление. Затем таблица показывает лучшее использование пара при конденсации; так, напр., при перегретом паре с $p_0 = 13 \text{ ата}$ и 300°Ц значение η_0 на 0,097 больше, а D_0 на 2,08 кг меньше, нежели при выпуске в атмосферу. Наконец, из табл. 2 видно, что с возрастанием сухости и перегрева η_0 возрастает, а D_0 убывает. Но теоретическая выгода перегрева незначительна, и при выпуске в атмосферу она больше, нежели при конденсации. Так, напр., при $p_0 = 13 \text{ ата}$ и 300°Ц расход пара D_0 убывает:

при выпуске в атмосферу на $6,35 - 5,48 = 0,87 \text{ кг}$,

или на $\frac{0,87}{6,35} \cdot 100 = 13,7\%$.

при конденсации на $3,86 - 3,1 = 0,46 \text{ кг}$ или на $\frac{0,46}{3,86} \cdot 100 = 11,9\%$

по сравнению с сухим насыщенным паром ($x = 1$) того же давления.

Таблица 1.

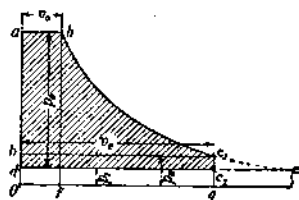
$p_0 =$			7	10	13	16	20 ата
Сухой насыщенный пар	Выпуск в атмосферу $p_2 = 1,15 \text{ ата}$	$i_0 =$	622	661,1	668,9	671,2	673,4 кал/кг
		$i_0 - i_2 =$	77	89	99,5	108	117 »
		$\eta_0 =$	0,116	0,134	0,148	0,161	0,174 »
	Конденсация $p_2 = 0,15 \text{ ата}$	$D_0 =$	8,22	7,11	6,35	5,86	5,41 кг
		$i_0 - i_2 =$	143,5	155	164	171,5	179 кал/кг
		$\eta_0 =$	0,217	0,233	0,245	0,256	0,266 »
Перегретый пар в 300°Ц	Выпуск в атмосферу $p_2 = 1,15 \text{ ата}$	$D_0 =$	4,41	4,08	3,86	3,69	3,53 кг
		$i_0 =$	733,5	731,5	729,5	727,5	725 кал/кг
		$i_0 - i_2 =$	92	106	115,5	123,5	132 »
	Конденсация $p_2 = 0,15 \text{ ата}$	$\eta_0 =$	0,126	0,145	0,159	0,170	0,182 »
		$D_0 =$	6,88	5,96	5,48	5,12	4,80 кг
		$i_0 - i_2 =$	166	178	186	193	200 кал/кг
		$\eta_0 =$	0,226	0,244	0,255	0,266	0,276 »
		$D_0 =$	3,81	3,56	3,4	3,28	3,16 кг

Таблица 2.

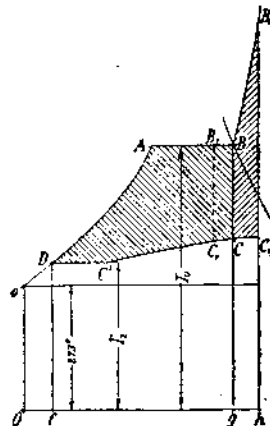
$p_0 = 13 \text{ атм}$		Насыщенный пар =		Перегретый пар =		
		0,9	1,0	250° Ц	300° Ц	350° Ц
Выпуск в атмосферу . . .	$i_0 =$	621	668,9	702,5	729,5	755,5 кал/кг
	$i_0 - i_2 =$	90	99,5	107,5	115,5	125 "
	$\eta_0 =$	0,145	0,148	0,153	0,158	0,166 "
	$D_0 =$	7,03	6,35	5,88	5,48	5,03 кг
$p_2 = 1,15 \text{ атм}$	$i_0 - i_2 =$	149,5	164	175,5	186	197,5 кал/кг
	$\eta_0 =$	0,241	0,245	0,25	0,255	0,262 "
	$D_0 =$	4,23	3,86	3,6	3,4	3,2 кг

2. Процесс Общества германских инженеров. Этот процесс отличается от предыдущего тем, что адиабатическое расширение пара производится не до давления p_2 , а только до давления p_c , обуславливаемого степенью расширения пара в действительной машине. Поэтому диаграмма pv здесь не образует острия, а имеет вид abc_1c_2d , показанный на фиг. 61, а на диаграмме TS (фиг. 62) кривая CC' образует кривую постоянного объема $v_c = \epsilon v_0$, где v_0 опять означает уд. объем пара при начальном давлении p_0 перед машиной.

В отличие рассматриваемого здесь сравнительного процесса от процесса в совершенной машине по Клаузиусу-Ренкину, он называется также процессом в машине без потерь. Общество германских инженеров выбрало этот процесс в качестве сравнительного (или образцового) процесса из тех соображений, что полное расширение пара до противодействия p_2 по Клаузиусу-Ренкину требовало бы такого объема цилиндра, который был бы невыполним, преимущественно при работе с конденсацией. Большая или меньшая неполнота расширения пара и связанная с ней



Фиг. 61.



Фиг. 62.

потеря работы, выражаемая пунктирно показанной остроугольной площадкой c_1cc_2 на фиг. 61, относится не к несовершенствам машины, которые могут быть уменьшены лучшей конструкцией, а к тем допущениям, которые предписаны экономическими соображениями для определенных условий, имеющих место при работе машины. Кроме того одноцилиндровая и многоцилиндровая машины, работающие между одинаковыми пределами давления и температуры, по процессу Клаузиуса-Ренкина дают одинаковый теоретический расход пара, хотя работа пара в обеих этих машинах различна.

Тепловой эквивалент $A \cdot L_0'$ работы, развиваемой 1 кг пара в машине без потерь, проще всего определяется диаграммой JS . Из обеих отдельных площадей abc_1h и hc_1c_2d , из которых составляется площадь диаграммы abc_1c_2d на фиг. 61, первая имеет тепловое значение $i_0 - i_c$, вертикали $a_0 a_c$ на фиг. 60, где a_c представляет собой точку пересечения этой вертикали с кривой $p_c = \text{const}$. Тепловое значение второй площади составляет

$$10\,000 A (p_c - p_2) v_c,$$

где p_c и p_2 выражены в ат, а $v_c = \epsilon v_0$ — м³/кг. Значение p_c может быть определено нижеприведенным способом, а p_2 представляет собой давление непосредственно за машиной.

По значению

$$A \cdot L_0' = i_0 - i_e + 10\,000 \cdot A \cdot (p_e - \bar{p}_2) v_e \quad (26)$$

вычисляется термический коэффициент полезного действия рассматриваемого процесса, составляющий

$$\eta_0' = \frac{A \cdot L_0'}{i_0 - i_e} = \sim \frac{A \cdot L_0'}{i_0 - i_e} \quad (27)$$

Расход пара машиной без потерь, согласно ур-нию (25), составит

$$D_0' = \frac{632,3}{A \cdot L_0'} \quad (28)$$

Давление p_e в рассматриваемом процессе, как замечено было выше, ставится в зависимость от степени расширения ϵ пара в действительной машине. Значение ϵ выражает отношение объемов, занимаемых паром в конце хода поршня и в период наполнения; напр., для компаунд-машины оно составляет:

$$\epsilon = \frac{\text{вредное пространство} + \text{объем, описываемый поршнем низкого давления}^1)}{\text{вредное пространство} + \text{объем наполнения в цилиндре высокого давления}}$$

Объем наполнения при этом помощью закона $p \cdot v = \text{const}$ равносторонней гиперболы отнесен к давлению p_0 . Для данного значения ϵ давление p_e получается из ур-ния

$$p_0 v_0^n = p_e \cdot v_e^n \text{ и составляет } p_e = \frac{p_0}{\epsilon^n}$$

со значениями n , приведенными выше. Если при первоначально перегретом паре для вычисленного по указанному способу давления p_e точка a_e на фиг. 60 получается в области насыщения, т. е. ниже верхней предельной кривой, то значения p_e и a_e должны быть определены снова. При этом для лежащей на верхней предельной кривой точки a и вертикали через a_0 на фиг. 60 из JS диаграммы заимствуют давление p_e , для которого по таблице в прибавлении находят объем насыщенного пара, и затем вычисляют p_e по ур-нию

$$p_e = \frac{p_s}{\epsilon_s^n}, \text{ где } \epsilon_s = \frac{v_e}{v_s} = \epsilon \frac{v_0}{v_s} \text{ и } n = 1,135.$$

Без JS-диаграммы работа L_0' определяется из ри диаграммы на фиг. 61 соответственно тому, как проведено на стр. 29, следующим образом:

Площадь $abc_1c_2d = Oabf + fbc_1g - Odc_2g$,

$$L_0' = p_0 v_0 + \frac{p_0 \cdot v_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_0}{v_e} \right)^{n-1} \right] - p_2 v_e,$$

или, выражая p_0 , p_2 в ат, $v_0 = m^3/kg$ и $\epsilon = \frac{v_e}{v_0}$, получим

$$L_0' = 10000 \frac{p_0 \cdot v_0}{n-1} \left[n - \frac{1}{\epsilon^{n-1}} - \epsilon (n-1) \frac{p_2}{p_0} \right] \quad (29)$$

со значением n , приведенным выше (стр.).

При первоначально перегретом паре, который во время адиабатического расширения делается насыщенным, прежде всего по вышеприведенным на стр. 78 ур-ниям необходимо определить давление p_e и уд. объем v_e , при которых происходит этот переход. Вышеприведенное ур-ние тогда входит в ур-ние

$$L_{01}' = 10000 \frac{n}{n-1} p_0 \cdot v_0 \left(1 - \frac{1}{\epsilon_1^{n-1}} \right) \quad (30')$$

для части, находящейся в области перегрева (в пределах между p_0 и p_s), с p_s вместо p_2 и $\epsilon_1 = \frac{v_e}{v_0}$ вместо ϵ , а также $n = 1,3$, а для части, лежащей в области насыщения (между пределами p_s и p_2) с p_s и v_s вместо p_0 и v_0 и $\epsilon_2 = \epsilon \frac{v_0}{v_s} = \frac{\epsilon}{\epsilon_1}$, а также $n = 1,35$ входит в ур-ние

$$L_{02}' = 10000 \frac{p_s \cdot v_s}{n-1} \left[n - \frac{1}{\epsilon_2^{n-1}} - \epsilon_2 (n-1) \frac{p_2}{p_s} \right]. \quad (30'')$$

¹⁾ В § 13 через ϵ обозначена обратная величина.

Предложение Общества германских инженеров расширять пар в машине без потерь с той же степенью расширения ϵ , как в действительной машине по Гейльману ¹⁾, ведет к тому, что вследствие более сильного понижения адиабаты относительно действительной кривой расширения конечное давление в первой всегда будет меньше, нежели во второй. При выпуске в атмосферу во многих случаях даже получается образование петли с отрицательной работой, между тем как в действительной машине это не имеет места. Вследствие этого, начиная с известного значения ϵ , для машины без потерь получается слишком малая работа L_0' и слишком большой расход пара D_0' ; сравнение с действительной машиной оказывается слишком благоприятным, а коэффициент полезного действия (см. § 40) получается слишком высоким.

Тот же результат получается, если по предложению Дейнлейна ²⁾ не принять в расчет вредного пространства при определении степени расширения для машины без потерь, т. е. принять ее равной описываемому поршнем объему (при компаунд-машинах — поршнем цилиндра низкого давления), деленному на объем наполнения действительной машины.

Поэтому Гейльман предлагает принять конечное давление расширения в машине без потерь и в действительной машине одинаковым. Но и против этого проф. Дэрфель возражает, что конечный объем пара, который в действительной машине изменяется с нагрузкой и перестановкой распределения, в машине без потерь может получиться совершенно иным, так что понятие о данной машине и ее нагрузке совершенно теряется.

Для устранения указанных недостатков проф. Дэрфель рекомендует принять паровой цилиндр с его вредным пространством постоянным, как данную величину, и допустить, что все его паросодержание (свежий пар + сжатый пар) расширяется в нем адиабатически, т. е. без потерь на теплообмен, на неплотности и торможение. Объединение различных предложений до сих пор не достигнуто.

§ 40. Коэффициенты полезного действия поршневых паровых машин. Индикаторная работа L_i , развиваемая 1 кг пара в действительной машине, всегда меньше индикаторной работы L_0 совершенной машины. Обратное имеет место относительно расхода пара обеими машинами. Отношение

$$\eta_{th} = \frac{L_i}{L_0} = \frac{D_0}{D_i} \quad (31)$$

теоретического расхода пара D_0 на 1 л. с. в час к действительному расходу пара называется термодинамическим коэффициентом полезного действия действительной машины. Для сравнения последней с машиной без потерь служит соответствующее значение

$$\eta_g = \frac{L_i}{L_0'} = \frac{D_0'}{D_i}, \quad (32)$$

которое в «Правилах для испытания мощности паровых котлов и паровых машин» называется качественным числом или степенью достоинства машины и для которого получаются различные значения в зависимости от того, какие значения для адиабатического расширения в машине без потерь лежат в основании расчета (напр. степень расширения ϵ , конечное давление расширения p_e или др.).

Произведение из η_0 и η_{th} или соответственно η_0' и η_g , которые определены по ур-нию (20) и (27)

$$\eta_t = \eta_0 \eta_{th} = \eta_0' \cdot \eta_g = \frac{A \cdot L_i}{L_0 - l_w} \quad (33)$$

образует отношение количеств преобразованной в индикаторную работу и расходуемой на паробразование теплоты и называется термическим коэффициентом полезного действия действительной машины.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1906, стр. 309.

²⁾ Zeitschr. für Dampfkr. u. Maschbetr. 1903, стр. 306.

Для данного термодинамического коэффициента полезного действия расход пара D_1 на 1 и. л. с. в час. определяется ур-нием

$$D_1 = \frac{632,3}{\eta_{th} (i_0 - i_2)}, \quad (34)$$

которое получается из соединения ур-ния (25) и (31).

Значение $1 - \eta_{th}$ дает нам меру внутренних потерь пара в машине от торможения, лучеиспускания, пропусков, теплообмена и неполного расширения, а $1 - \eta_g$ дает меру этих потерь без потери от неполного расширения. Построив на индикаторной диаграмме действительной машины идеальную диаграмму совершенной или без потерь машины, отнесенную к весу работающего пара, получаем наглядную картину отдельных источников потерь. Отношение площадей диаграмм тогда образует термодинамический коэффициент полезного действия η_{th} или соответственно качественное число η_p . То же относится и к способу Бульвина, по которому TS -диаграмма действительной машины к термический коэффициент полезного действия могут быть получены из индикаторной ее диаграммы. Но способ очень сложен и продолжителен и применяется только при точных научных исследованиях.

Вместе с рассмотренным выше (стр. 21) механическим коэффициентом полезного действия η_m , полный или эффективный термический коэффициент полезного действия поршневой паровой машины составляет

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_p, \quad (35)$$

и если η_k означает коэффициент полезного действия котла и трубопровода, то экономический коэффициент полезного действия будет

$$\eta_w = \eta_k \cdot \eta_k = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_p^1 \quad (36)$$

и выражает собой ту часть заключенной в топливе теплоты, которая преобразовывается в полезную работу установки, измеряемую на главном валу.

К наивысшим значениям η_w принадлежит найденная Йоссе у локомотива зав. Вольф для перегретого пара $\eta_w = 0,174$.

При рассчитанной во 2-м примере (стр. 33) прямоточной машине машиностроительного зав. Гревенбройх пар перед машиной имел давление 12,5 *ата* и 300° Ц. Давление выпуска составляло 0,125 *ата*, расход пара на 1 и. л. с. составлял $D_1 = 4,6$ кг (стр. 38). По JS -диаграмме Моллье теплосодержание выпускаемого пара составляет $i_0 = 730$ кал/кг, и располагаемый перепад теплоты составляет $i_0 - i_2 = 190,5$ кал/кг. С этими значениями по ур-ию (24), стр. 79, для совершенной машины получается термический коэффициент полезного действия

$$\eta_0 = \frac{190,5}{730} = 0,261$$

и по ур-нию (25), стр. 80, теоретический расход пара

$$D_0 = \frac{632,3}{190,5} = 3,32 \text{ кг.}$$

Термодинамический коэффициент полезного действия действительной машины по ур-нию (31) составляет

$$\eta_{th} = \frac{3,32}{4,5} = 0,722,$$

а термический коэффициент полезного действия ее составляет

$$\eta_i = 0,261 \cdot 0,722 \sim = 0,188.$$

Полный коэффициент полезного действия по ур-нию (35) при механическом коэффициенте полезного действия $\eta_m = 0,88$ будет $\eta_e = 0,188 \cdot 0,88 = 0,165$, а при коэффициенте полезного действия котельной установки и трубопровода $\eta_k = 0,75$ экономический коэффициент полезного действия установки по ур-нию (36) составит

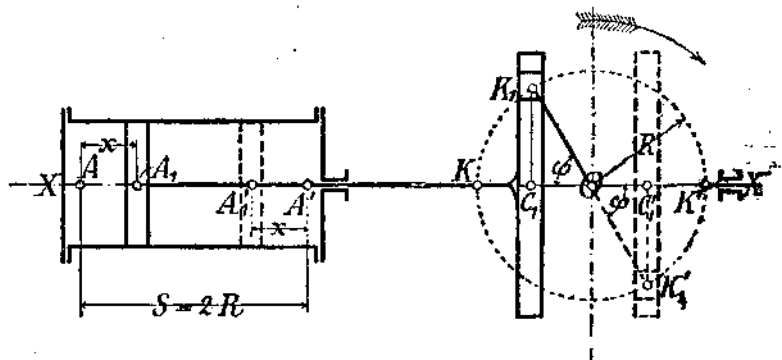
$$\eta_w = 0,75 \cdot 0,165 \sim = 0,124.$$

¹⁾ По установившейся в нашей литературе терминологии, принятой Всесоюзными теплотехническими съездами, коэффициенты η_{th} и η_p (обозначения Польгаузена) называются относительно-индикаторным к. п. д. с указанием на то, какой процесс (Ренкина или О-во германских инженеров) принят за идеальный.

Коэффициент η_k называется индикаторным, η_e — эффективным к. п. д. *Прим. ред.*

УСЛОВИЯ ДВИЖЕНИЯ, РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ И ДЕЙСТВИЕ МАСС В ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ МАШИНАХ

§ 41. Вычисление путей поршня. При бесконечно длинном шатуне повороту кривошипа на угол ω из соответствующего мертвого положения в положение OK_1 , или OK_1' (фиг. 63) соответствует путь поршня $x = AA_1 = KC_1$ или $A'A_1' = K'C_1'$, получаемый путем опускания из центра цапфы кривошипа K_1 или K_1' перпендикуляра на направление хода поршня $X-X$.

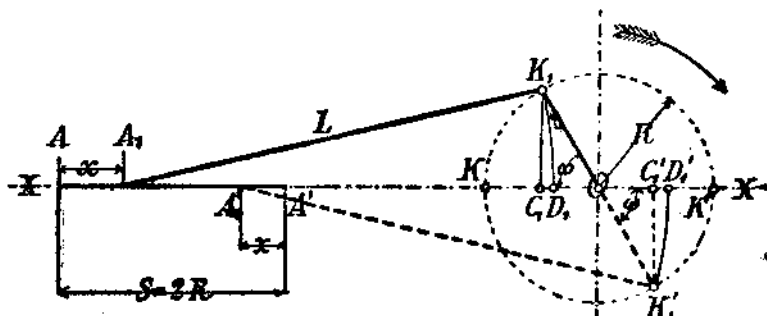


Фиг. 63.

Так как $KC_1 = OK - OC_1 = K_1'C_1' = OK' - OC_1' = R - R \cdot \cos \omega$, то описываемый поршнем путь при переднем или заднем ходе вообще составляет

$$x = R(1 - \cos \omega). \quad (37)$$

При конечной длине шатуна (фиг. 64) пути поршня $x = AA_1$ для переднего хода и $x = A'A_1'$ для заднего хода бывают различны. Точки A_1 и A_1' получаются при помощи засечек на направлении $X-X$ из центров K_1 или K_1' радиусом, равным длине шатуна L .



Фиг. 64.

Если с другой стороны из точек A_1 и соответственно A_1' радиусом L опишем дуги K_1D_1 и соответственно $K_1'D_1'$, то получим

$$x = KD_1 = KC_1 + C_1D_1 \text{ для переднего хода и}$$

$$x = K'D_1' = K'C_1' - C_1'D_1' \text{ для заднего хода,}$$

а подставив сюда согласно ур-нию (37)

$$KC_1 = K_1'C_1' = R(1 - \cos \omega),$$

и также

$$C_1 D_1 = C_1' D_1' A_1 D_1 - A_1 C_1 = L - \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \omega} =$$

$$= L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \omega} \right) \text{ и } \frac{R}{L} = \lambda,$$

находим

$$x = R(1 - \cos \omega) \pm L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega}). \quad (38)$$

Так как приблизительно можно принять

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \omega,$$

то с достаточной для практики точностью может служить упрощенное значение

$$x = R(1 - \cos \omega) \pm \frac{\lambda}{2} R \sin^2 \omega, \quad (39)$$

которое для принимаемого большей частью отношения $\frac{R}{L} = \lambda = \frac{1}{5}$ переходит в

$$x = R(1 - \cos \omega) \pm 0,1 R \sin^2 \omega. \quad (39')$$

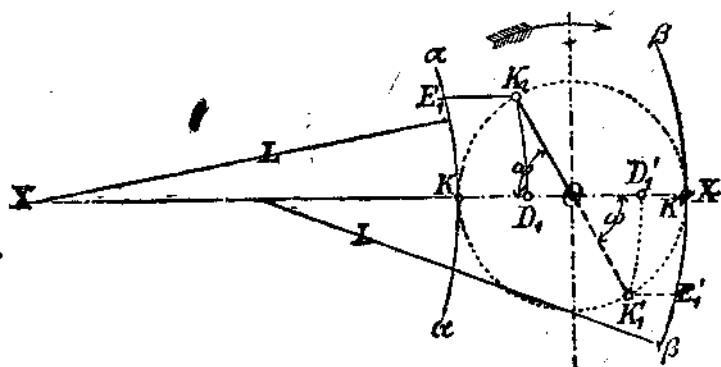
Следует заметить, что при одинаковом угле поворота кривошипа ω путь, описываемый поршнем, при конечной длине шатуна при переднем ходе больше, а при заднем ходе меньше, нежели при бесконечной длине шатуна, на одну и ту же величину, так называемую погрешность

$$f = C_1 D_1 = C_1' D_1' = \frac{\lambda}{2} R \sin^2 \omega \left(= 0,1 R \sin^2 \omega \text{ для } \lambda = \frac{1}{5} \right). \quad (39'')$$

Погрешность получает свое наибольшее значение при $\omega = 90^\circ$ и составляет тогда

$$f_{\max} = \frac{\lambda}{2} R \left(= 0,1 R \text{ для } \lambda = \frac{1}{5} \right).$$

§ 42. Графическое определение пути поршня. 1. Дуговая диаграмма Шорха. Если радиусом, равным длине шатуна L , опишем две дуги $\alpha\alpha$ и $\beta\beta$ (фиг. 65), центры которых лежат на направлении хода поршня $X-X$ (в конечных



Фиг. 65.

точках этого хода), то для всякого положения кривошипа OK_1 или OK_1' путь поршня x выразится проведенной через K_1 или K_1' параллельно направлению хода $X-X$ прямой $E_1 K_1$ или соответственной $E_1' K_1'$, так как

$$x = KD_1 = E_1 K_1$$

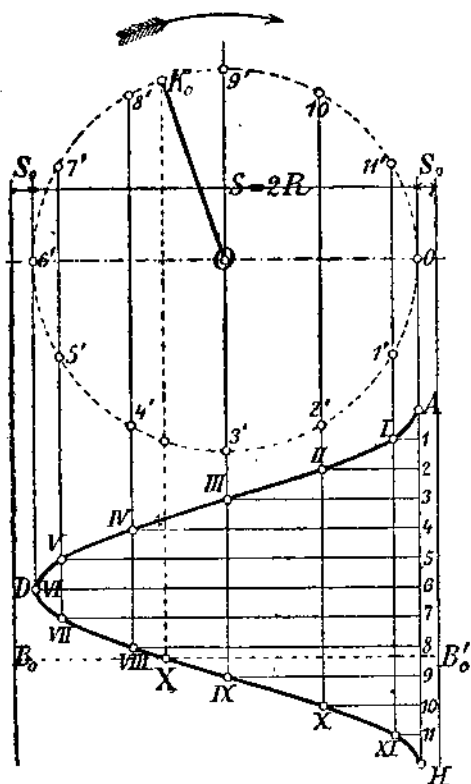
для переднего хода и

$$x = K'D_1' = E_1' K_1'$$

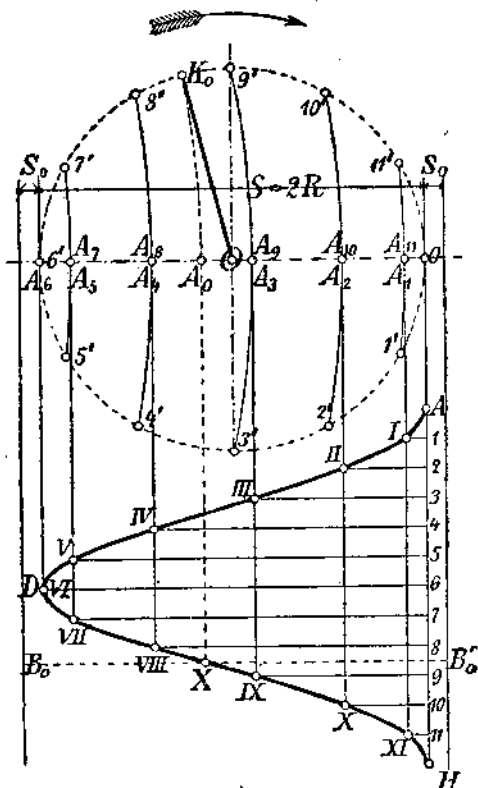
для обратного хода.

шина описывает части $01', 1'2' \dots$ окружности. Если затем через точки $0', 1', 2' \dots$ провести вертикали, а через точки $A, 1, 2 \dots$ — горизонталы, то точки пересечения $I, II \dots$ соответствующих горизонталей с вертикалями дают кривую путей поршня ADH при бесконечно длинном шатуне.

На фиг. 69 кривая путей поршня начерчена с принятием в расчет конечной длины шатуна. Здесь вертикали проводятся не через $1', 2' \dots$ на окружности, описываемой цапфой кривошипа, а через соответствующие им положения поршня $A_1, A_2 \dots$.



Фиг. 68.



Фиг. 69.

Кривая путей поршня дает диаграмму описываемых поршнем объемов, если по обе стороны хода поршня S будут нанесены еще длины S_0 . Напр., для положения кривошипа OK_0 расстояния XB_0 и XB'_0 изображают в выбранном масштабе отнесенные к единице площади поршня описываемые им объемы с правой и левой сторон от поршня при данном положении кривошипа.

§ 44. Скорость поршня. Если окружная скорость цапфы кривошипа, которая принимается постоянною, составляет $v = 2\pi R \frac{n}{60}$, а соответствующая угловая скорость цапфы кривошипа составляет $\frac{v}{R}$ м/сек, то скорость поршня, имеющая место в тот момент, когда поршень прошел путь x , а кривошип повернулся на угол ω , получается путем дифференцирования пути x по времени t , а именно

$$c = \frac{dx}{dt};$$

при

$$\frac{v}{R} = \frac{d\omega}{dt}$$

получается

$$c = \frac{v}{R} \cdot \frac{dx}{d\omega}.$$

Подставив сюда получаемое из ур-ния (37) и (39) значение

$$dx = R \cdot \sin \omega \cdot d\omega$$

или соответственно

$$dx = \left(R \cdot \sin \omega \pm \frac{\lambda}{2} \cdot R \sin 2\omega \right) d\omega,$$

находим при бесконечной длине шатуна

$$c = v \cdot \sin \omega, \quad (40)$$

причем $c = 0$ при $\omega = 0$ и 180° (мертвые положения), и $c_{\max} = v$ при $\omega = 90^\circ$.

При конечной длине шатуна можно принять с достаточной для практики точностью

$$c = v \left(\sin \omega \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega \right), \quad (41)$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$, и знак $+$ служит для переднего хода, а $-$ для обратного хода. В этом случае точно так же $c = 0$ при $\omega = 0$ и 180° (мертвые положения).

При $\omega = 90^\circ$, т. е. положении кривошипа, перпендикулярном к направлению хода, поршень всегда имеет одинаковую скорость с цанфой кривошипа при всяком значении отношения λ , так как тогда получается $c = v$.

Наибольшая скорость поршня при конечной длине шатуна имеет место, когда

$$\frac{dc}{d\omega} = 0,$$

т. е. когда по ур-нию (41) будет

$$\cos \omega \pm \lambda \cos 2\omega = 0 \text{ или при } \cos \omega = \mp \lambda (2 \cos^2 \omega - 1).$$

Так как величиной $\lambda \cdot 2 \cos^2 \omega$, как весьма малой величиной, можно пренебречь, то получается

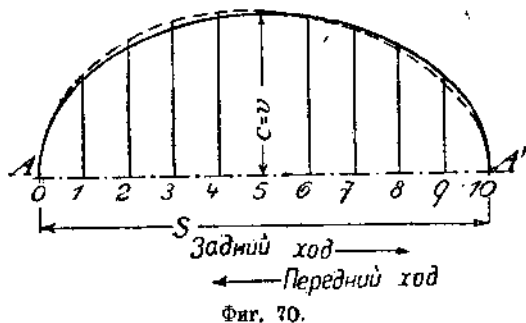
$$\cos \omega = \pm \lambda.$$

Подставив это значение в ур-ние (41), получим

$$c_{\max} = v \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (1 + \lambda^2)}$$

или с достаточным приближением

$$c_{\max} = v \left(1 + \frac{\lambda^2}{2} \right).$$



Фиг. 70.

Этого наибольшего значения скорость поршня достигает при $\lambda = \frac{1}{5}$, т. е.

соответственно при $\cos \omega = \pm \frac{1}{5}$, напр.,

при $\omega = 78^\circ 30'$ для переднего хода и

» $\omega = 101^\circ 30'$ » обратного хода.

Средняя скорость поршня составляет

$$c_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2}{\pi} v. \quad (42)$$

Графическое изображение скоростей поршня при бесконечном длинном шатуне дает эллипс (см. сплошную кривую на фиг. 70), или если постоянная скорость на окружности будет выражена радиусом кривошипа, то скорости поршня изобразятся полукругом, описанным этим радиусом; при конечной длине шатуна получается кривая, более или менее уклоняющаяся от эллипса, в зависимости от величины отношения λ (см. пунктирную кривую на фиг. 70). Ординаты обеих этих кривых для разделенного на десять равных частей хода поршня могут быть взяты по сле-

дующей таблице, значения которой, согласно ур-ням (40) и (41), должны быть помножены на окружную скорость цапфы кривошипа $v = S\pi \frac{n}{60}$ (в выбранном масштабе).

Значения $\sin \omega$ и $\sin \omega \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega$.

Ординаты №	$L = \infty$	$\lambda = \frac{1}{5}$	Ординаты №
0	0	0	0
1	0,6	0,852	1
2	0,8	0,852	2
3	0,916	0,963	3
4	0,98	1,012	4
5	1,0	1,015	5
6	0,98	0,975	6
7	0,916	0,892	7
8	0,8	0,76	8
9	0,6	0,555	9
10	0	0	10

← передний ход

↑ обратный ход

← передний ход

↑ обратный ход

§ 45. Ускорение поршня. В продолжение первой части каждого хода скорость поршня возрастает от нуля до наибольшего его значения $c_{\max}$ и затем в продолжение второй части хода она опять убывает до нуля. Таким образом, поршень сперва получает ускорение, а потом замедление, причем оба достигают наибольших своих значений в мертвых положениях и имеют значение нуль при положении поршня, соответствующем $c_{\max}$. Ускорение p получается путем дифференцирования скорости поршня c по времени t ; следовательно,

при бесконечной длине шатуна, согласно уравнению (40), получится

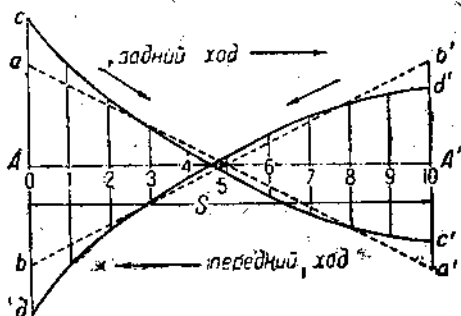
$$p = \frac{dc}{dt} = v \cdot \cos \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} \text{ или при } \frac{d\omega}{dt} = \frac{v}{R}, \text{ получается}$$

$$p = \frac{v^2}{R} \cos \omega; \quad (43)$$

при конечной длине шатуна, согласно уравнению (41), получается

$$p = \frac{dc}{dt} = v (\cos \omega \pm \lambda \cos 2\omega) \frac{d\omega}{dt},$$

$$p = \frac{v^2}{R} (\cos \omega \pm \lambda \cos 2\omega). \quad (44)$$



Фиг. 71.

Обе эти прямые проходят через середину хода AA' и в мертвых точках имеют нанесенные в соответствующем масштабе ординаты $aA = a'A' = b'A' = bA = \frac{v^2}{R}$ из уравнения (43).

Для построения кривой ускорений при конечной длине шатуна Отто Мюллер¹⁾ вычислил следующую таблицу, значения которой, согласно уравнению (44), должны быть помножены на $\frac{v^2}{R}$ (в выбранном масштабе) и тогда дают непосредственно одиннадцать ординат 0, 1, 2, . . . (фиг. 71) искомой кривой для разделенного на десять равных частей хода поршня. Из обеих полученных кривых cc' изображает кривую ускорений для переднего хода, а $d'd$ — для обратного хода.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890, стр. 947.

Ординаты №	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{6}$	Ординаты №
0	1,25	1,2	1,167	0
1	0,941	0,92	0,840	1
2	0,664	0,639	0,633	2
3	0,409	0,379	0,376	3
4	0,129	0,128	1,134	4
5	0,101	0,091	0,078	5
6	0,318	0,3	0,284	6
7	0,471	0,465	0,458	7
8	0,610	0,613	0,608	8
9	0,715	0,717	0,742	9
10	0,75	0,8	0,833	10

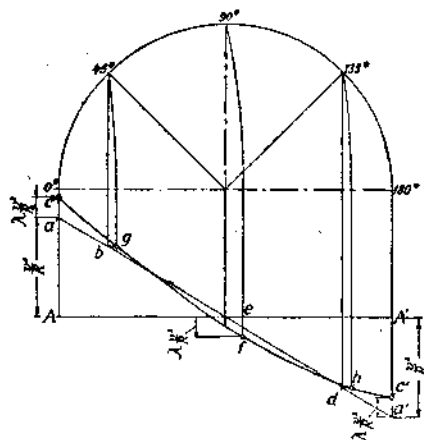
В большинстве случаев оказывается достаточным, принимая в расчет конечную длину шатуна, провести кривую ускорений через пять нижеуказанных точек. По уравнениям (43) и (44) при $\omega = 0^\circ$ и 90° ординаты кривой на величину $\lambda = R/L$ больше, а при $\omega = 180^\circ$ на столько же меньше соответствующих ординат при бесконечной длине шатуна, между тем как при $\omega = 45^\circ$ и 135° эти ординаты для конечной и бесконечной длины шатуна одинаковы. Поэтому если, например, для $\lambda = \frac{1}{5}$ по фиг. 72

$$Aa = A'a' = \frac{v^2}{R}$$

и aa' изображает прямую ускорений для бесконечной длины шатуна, то при

$$ac = a'c' = ef = \lambda \frac{v^2}{R} = \frac{Aa}{5} = \frac{A'a'}{5}$$

получаются точки c, c', f кривой. Точки g и h кривой могут быть получены путем горизонтального перенесения точек b и d .

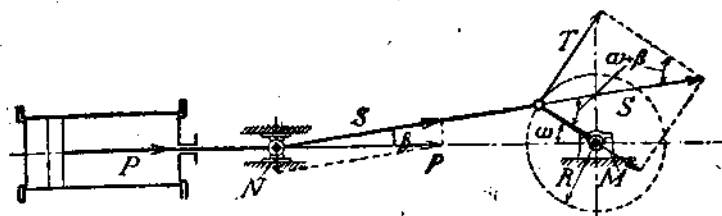


Фиг. 72.

§ 46. Распределение давлений в поршневых паровых машинах. Действующие на обе стороны поршня давления пара, которые называют передним и задним давлениями пара, своей разностью обуславливают в каждый данный момент избыток давления пара. В зависимости от направления его действия в каждый данный момент—по направлению движения поршня или по противоположному направлению, он действует на машину или в качестве двигательной силы, или в качестве сопротивления движению. При этом в течение хода поршня на цапфу кривошипа действует частью не полный избыток давления и частью полный избыток, подкрепленный еще другой силой. Возвратно-движущиеся машины в течение первой части хода поршня, а именно до достижения ими наибольшей своей скорости, требуют некоторого ускорения, для приобретения которого они поглощают некоторую механическую работу. Требуемая для этого сила заимствуется от движущего избытка давления пара, пока он больше требуемого для ускорения движения масс. В другом же случае живая сила вращающегося маховика временами должна ускорять движущиеся части, т. е. при этом некоторая работа должна передаваться от главного вала обратно поршню. Во второй части хода массы, которые вследствие указанных условий кривошипного движения должны принять замедленное движение, но которые вследствие инерции стремятся сохранять свое быстрое движение, отдают обратно всю ранее поглощенную ими механическую работу, а следовательно, сами по себе производят движущее давление на цапфу кривошипа. Таким образом, действующая на механизм сила представляет собой равнодействующее давления, которое в каждый данный момент составляется из избытка давления на поршень и из давления масс, первоначально препятствующего и затем содействующего

движению, причем оба эти давления слагаются, когда они имеют одинаковое направление, и вычитываются одно из другого при взаимно противоположных направлениях. Если это равнодействующее давление в данный момент действует по направлению движения поршня, то оно двигает напфу кривошипа, а в противном случае оно стремится остановить его движение.

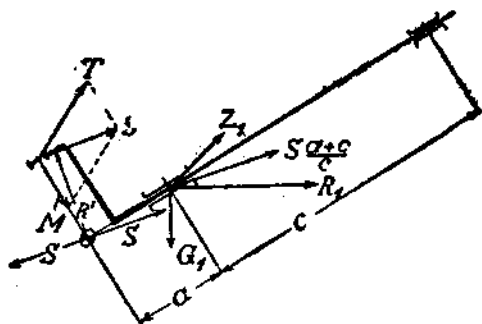
В вертикальных машинах на это равнодействующее давление частей влияет еще вес движущихся частей, который при нисходящем движении поршня содействует движению машины, а при восходящем противодействует ему.



Фиг. 73.

Равнодействующее давление P (фиг. 73) в крейцкопфе разлагается на два составляющих, из которых одно представляет собой усилие шатуна S , а другое — вертикально направленное нормальное давление N крейцкопфа на на-

правляющие линейки (параллели). Пока равнодействующее давление действует на движущиеся массы в качестве двигательной силы, нормальное давление при переднем ходе машины постоянно направлено вниз. Усилие шатуна S , разлагаясь на напфе кривошипа, дает касательную или вращающую силу T и радиальную силу M кривошипа. Если, наконец, представим себе в центре O круга, описываемого напфой кривошипа, две равные и прямо-противоположные силы S (фиг. 74), которые ничего не изменяют в состоянии мгновенного равновесия, то помимо пары сил с моментом $S \cdot R' = T \cdot R$, стремящимся вращать главный вал, в упомянутом центре появляется еще сила S . Эта сила вызывает в переднем подшипнике главного вала горизонтальную машины давление $S \left(1 + \frac{a}{c}\right)$, которое вместе с приходящеюся на этот подшипник частью G_1 веса маховика и частью Z_1 натяжения ремня или каната образует равнодействующее давление R_1 шейки вала на подшипник. В вертикальных машинах величина равнодействующего давления на подшипник, которое здесь вообще направлено вертикально, определяется приходящеюся на каждый отдельный подшипник частью равнодействующего давления, причем последнее при нисходящем движении поршня увеличивается на соответствующую часть веса маховика, а при восходящем движении уменьшается на эту величину.



Фиг. 74.

Давление масс ¹⁾ q в кг/см^2 полезной площади поршня O определяется уравнением

$$q = \frac{G_h}{O \cdot g} p, \quad (45)$$

где G_h — вес качающихся частей (к которым обыкновенно причисляется половина или две пятых шатуна) в килограммах,

p — определяемое уравнением (43) или (44) ускорение поршня,

$g = 9,81$ — ускорение тяжести в м/сек^2 .

Вес G_h в существующей машине может быть определен путем непосредственного взвешивания, а в проектируемой машине — путем вычисления по размерам отдельных частей. В последнем случае он часто принимается по следующим данным.

¹⁾ Давлением масс Поольгаузен называет силу инерции движущихся масс. *Прим. ред.*

По Радингеру:

для машин высокого давления с ходом поршня

$$S \leq 0,7 \text{ м} \quad \frac{G_h}{O} = 0,28 \text{ ат}; \quad S \geq 0,7 \text{ м} \quad \frac{G_h}{O \cdot S} = 0,4 \text{ ат};$$

для машин низкого давления (а также для сторон низкого давления в машинах многоступенчатого расширения) с ходом поршня

$$S \leq 0,9 \text{ м} \quad \frac{G_h}{O} = 0,2 \text{ ат}; \quad S \geq 0,9 \text{ м} \quad \frac{G_h}{O \cdot S} = 0,22 \text{ ат}.$$

По Грове, при диаметре цилиндра D в метрах:

для одноцилиндровых машин с выпуском в атмосферу

$$G_h = 20 + 5000 D^3,$$

то же с конденсацией

$$G_h = 25 + 6250 D^3.$$

Приведенные данные не принимают в расчет воздушных насосов и других приводимых в движение побочных частей. Поскольку они приводятся в движение от движущихся частей машины и участвуют в переменном движении этих частей, их вес должен быть отдельно принят в расчет.

Затем из равнодействующего давления масс по фиг. 73 получаются:

нормальное давление

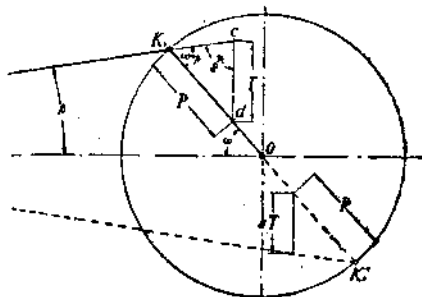
$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

сила на шатуне

$$S = \frac{P}{\cos \beta},$$

вращающее усилие

$$T = \frac{P \sin (\omega + \beta)}{\cos \beta}.$$



Фиг. 75.

Графически значения N , S , T и M по фиг. 73 могут быть определены путем последовательного разложения давления масс P на соответствующие составляющие. Для непосредственного построения вращающего усилия T по данной P может служить фиг. 75. Нанеся на произвольном положении кривошипа OK_1 равнодействующее давление масс $P = K_1 d$ и проводя через d вертикаль до пересечения с соответствующим направлением шатуна в точке c , находим $cd = T$. Правильность этого способа подтверждается тем, что в треугольнике $K_1 cd$ получается

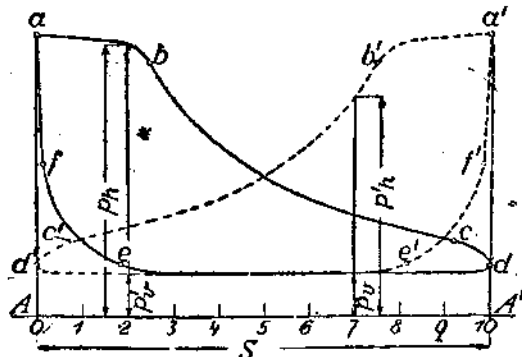
$$\frac{K_1 d}{cd} = \frac{\sin (90^\circ - \beta)}{\sin (\omega + \beta)} \quad \text{или} \quad cd = P \cdot \frac{\sin (\omega + \beta)}{\cos \beta},$$

причем правая часть этого уравнения равна вышеприведенному значению T .

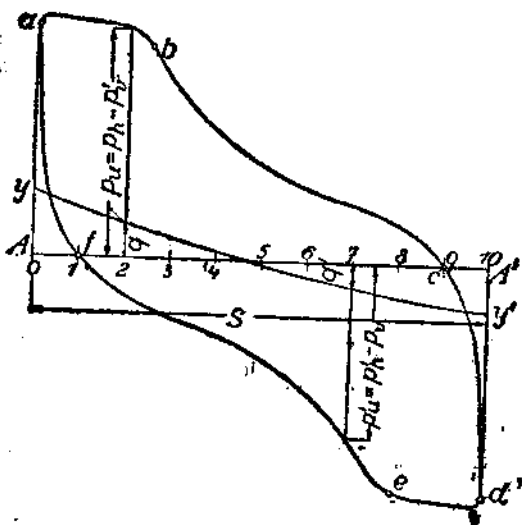
§ 47. Диаграмма избытков давления пара, равнодействующих давлений масс и касательных усилий. Ясное представление о происходящих в поршневой паровой машине распределении и изменении сил дают ниже следующие диаграммы.

Если на произвольно уменьшенном ходе поршня будем откладывать в виде ординат разности давлений пара с передней и задней сторон поршня в отдельных его положениях, то соединение конечных точек последовательных ординат прежде всего дает диаграмму избытков давлений. Упомянутые здесь давления пара могут быть заимствованы из индикаторной диаграммы, содержащей в себе эти давления на 1 см² полезной площади поршня. Так, для получения избытка давления в каждый данный момент переднего хода, на фиг. 76, ординаты кривой $abcd$ давления пара с задней стороны должны быть уменьшены на соответствующие ординаты кривой давлений пара $d'e'f'a'$ с кривошипной стороны. Для обратного хода то же самое имеет место относительно кривых $a'b'c'd'$ и $defa$. На фиг. 77 это

построение сделано для положений поршня 0, 1, 2, 3, . . . разделенного на 10 равных частей основания диаграммы AA' , причем ординаты избытка давления отложены вверху, когда их направление совпадает с направлением движения поршня при переднем ходе, и книзу — когда их направление совпадает с направлением движения поршня при обратном ходе. При этом на фиг. 77 получается кривая избытков давления $abcd$ для переднего и $defa$ для обратного хода поршня. В течение переднего хода избыток давления пара равен нулю в точке e , а в течение обратного хода он равен нулю в точке f ; следовательно, он в обоих местах меняет свое направление, действуя на поршень сперва в качестве двигательной силы и затем в виде сопротивления. Площадь диаграммы избытков давления должна быть равна площади обеих индикаторных диаграмм; следовательно, измеренная в масштабе работ, она изображает собой работу, совершаемую паром с обеих сторон поршня на 1 см^2 его полезной площади в течение одного оборота машины.



Фиг. 76.



Фиг. 77.

роне основания AA' , и сложить их, если они расположены с противоположных сторон основания AA' . Это вполне совпадает со следующим, легче запоминаемым правилом, а именно: отрезки ординат между кривой давлений масс yy' и соответствующей кривой избытков давлений на фиг. 77 изображают собой равнодействующие давления в каждой данной точке переднего и обратного хода.

Нанося эти новые ординаты на перпендикуляры в основание, получаем равнодействующую диаграмму давлений $abYdeY'a$ (фиг. 78). Ординаты этой кривой также изображают собой движущие давления, если они при переднем ходе расположены над, а при обратном ходе — под основанием; при обратном расположении эти давления представляют собой сопротивления движению. Затем путем разложения равнодействующих давлений масс можно определить для отдельных положений поршня нормальные давления n и усилия на шатун s в кг/см^2 . Первые из них дают диаграмму нормальных давлений $AgA'g'A$ (фиг. 79),

The diagram shows two overlapping circles, labeled h and k . The intersection points are labeled with Roman numerals: I at the top, II and III on the right side, IV and V at the bottom, VI and VII on the left side, and VIII through XII around the perimeter where the circles meet. Several lines are drawn from the center of circle h (labeled q) to various points on the boundary of circle k , specifically to points labeled s , r , t , and u . Other lines connect points like m and n on circle h to points on circle k . Angles are indicated by arcs between lines, such as angle α near point s .

25

Если требуется построить диаграмму радиальных усилий, то последние могут быть отложены от каждого данного положения центра цапфы кривошипа внутрь или снаружи. Отложенные по направлениям кривошипа вовнутрь, они дают диаграмму радиальных давлений *dhikg* (фиг. 80).

На диаграмме касательных усилий фиг. 81 площади, лежащие выше основания, изображают собой работу, передаваемую давлением пара главному валу независимо от потерь на трение, а площади, лежащие ниже основания, изображают собой ту работу, которая, наоборот, передается вращающейся массой маховика и главным валом обратно движущимся частям. Таким образом, разность обеих этих площадей (над и под основанием) в масштабе работ изображает ту работу, которая остается в машине в течение двойного хода поршня для вращения главного вала, независимо от побочных сопротивлений. Так как эта работа одинакова с работой пара на обе стороны поршня в течение того же времени, то разность этих площадей диаграммы касательных усилий должна быть равна площади диаграммы избытков давлений или площади обеих индикаторных диаграмм.

Для последовательного рассмотрения диаграммы вращающих усилий машины при различных числах оборотов рекомендуется по Толле ¹⁾ построить эти диаграммы отдельно для избытков давления пара и давлений масс, как это сделано на фиг. 7, табл. 1. По фиг. 5 этой таблицы t_p изображает собой вращающую силу избытка давления пара p_m , а t_q — вращающую силу давления масс q из фиг. 3; на фиг. 7 значения t_p нанесены выше или соответственно ниже линии $O-O$, а значения t_q , на основании приведенных в § 50 соображений, нанесены в виде ординат выше или ниже линии $x-y$. Если по построенной таким образом кривой вращающих сил давлений масс желать получить соответственную кривую для другого числа оборотов, то необходимо только ординаты первой кривой помножить на отношение квадратов чисел оборотов, следовательно, на фиг. 7, табл. 1, где начерченная толстой линией кривая служит для $n = 180$ оборотов в минуту, ординаты прямых, начерченных тонкими линиями для $n = 240$, составляют:

$$t_q \left(\frac{240}{180} \right)^2.$$

При машинах многоступенчатого расширения диаграммы избытков давления и равнодействующих давлений масс для отдельных цилиндров строятся по вышеуказанному способу; но затем для построения общей диаграммы касательных (вращающих) усилий необходимо ординаты всех диаграмм давлений масс привести к одинаковой площади поршня. За такую площадь обыкновенно выбирают площадь поршня цилиндра низкого давления. Получаемые касательные усилия для отдельных цилиндров алгебраически складываются на общей диаграмме касательных усилий, причем принимается в расчет взаимное смещение кривошипов.

Фиг. 2—11, табл. 2, изображают построенную таким образом диаграмму для горизонтальной двухцилиндровой компаунд-машины. На фиг. 2 кривая k изображает индикаторную диаграмму со стороны крышки, а k' — со стороны кривошипа цилиндра высокого давления; обе эти диаграммы приняты равными между собой и вполне согласуются с фиг. 1, табл. 2. По давлению пара спереди и сзади поршня при отдельных его положениях по известному способу, на фиг. 3, получена кривая $k_1 k_1'$, диаграммы избытков давления пара. Кривая yy' изображает линию давлений масс, а ординаты, расположенные между yy' и верхней или соответственно нижней кривой избытков давления пара, образуют равнодействующие давления масс цилиндра высокого давления, кривая которых $k_2 k_2'$ изображена на фиг. 4. Приводя эти ординаты к полезной площади поршня низкого давления путем помножения их на обратное отношение цилиндров и нанося эти ординаты на соответствующее основание S , получаем показанную на фиг. 5 кривую $k_2 k_2'$.

Для цилиндра низкого давления на фиг. 6 еще раз начерчены индикаторные диаграммы, одинаковые с обеих сторон поршня KK' согласно фиг. 1, табл. 2. Фиг. 7 изображает соответствующую диаграмму избытков давления пара $K_1 K_1'$, а фиг. 8 дает полученную при помощи линии давлений масс yy' равнодействующую диаграмму давлений масс $K_2 K_2'$. По ординатам обеих диаграмм на фиг. 5 и 8 по вышеприведенному (стр. 93) способу получаются касательные усилия t_k и t_q для 24 равных делений окружности кривошипа (фиг. 9). Нанесенные на основание S , они дают изображенные на фиг. 10 кривые $k_4 k_4'$ для цилиндра высокого давления

¹⁾ Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen.

и $K_4 K_4'$ для цилиндра низкого давления. В виду смещения кривошипов на 90° и соответственно опережению кривошипа низкого давления ординаты первой кривой смещены на чертеже на $\frac{\delta\pi}{4}$ (вправо), вследствие чего получается кривая (k_4) (k_4').

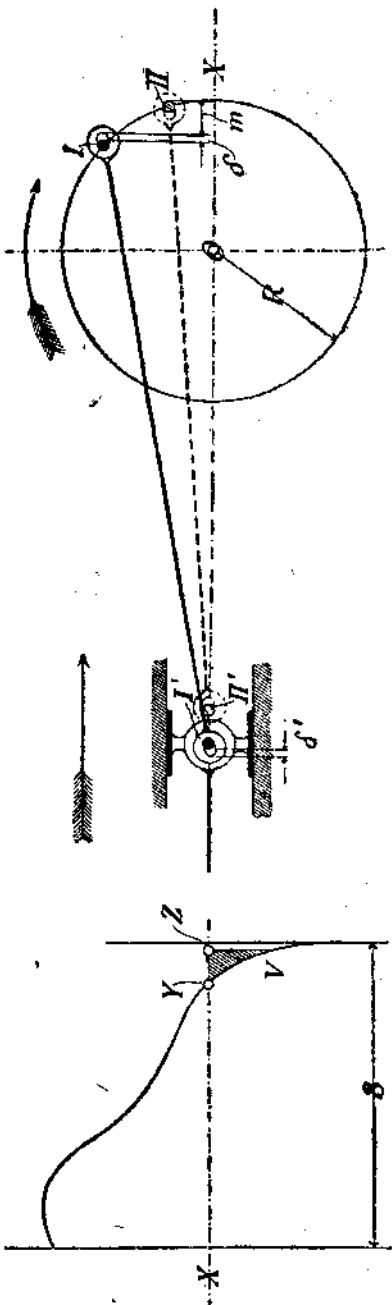
Наконец, алгебраическое суммирование соответствующих ординат $K_4 K_4'$ и (k_4) (k_4') дает равнодействующую кривую касательных давлений $K_5 K_5'$ на фиг. 11.

Для вертикальных машин при построении диаграммы необходимо принять во внимание собственный вес тяг, который усиливает избыток давления пара при нисходящем движении и уменьшает его при восходящем движении.

§ 48. Плавность хода и удары в поршневых паровых машинах. Ход поршневой паровой машины может быть нарушен в своей правильности и плавности ударами и колебаниями всей машины. Удары и толчки обыкновенно имеют место в шарнирных соединениях движущихся частей, в ползунах и в подшипниках. Колебание или раскачивание всей машины вызывается возвратно-движущимися массами.

1. Удары в цапфах кривошипа и крейцкопфа. На фиг. 78, стр. 95, в течение переднего хода кривая равнодействующих давлений, составленных из избытка давления пара и давления масс, пересекает линию хода AA' в точке Y . Это означает, что здесь происходит перемена давлений, и что в соответствующем месте равнодействующее давление, проходя через нуль, меняет свое направление. Эта перемена давлений вызывается тем, что избыток давления пара, который, начиная с точки c на фиг. 77, противодействует движению поршня, перед Y бывает меньше, в Y бывает равен, а за Y бывает больше одновременного давления ускоренных по направлению движения масс.

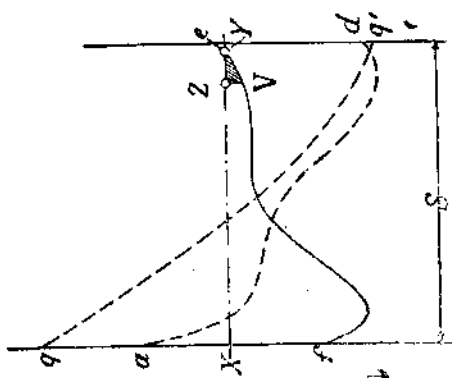
Рассматривая явления, вызываемые подобной переменной давления в шарнирных соединениях и, пренебрегая сперва цапфой крейцкопфа, проследив лишь за цапфой кривошипа, мы находим, что до точки Y (фиг. 82) направленное вправо равнодействующее давление нажимает движущиеся части на цапфу кривошипа, причем, следовательно, шатун нажимает на эту цапфу левым вкладышем своей головки, так как до упомянутой точки обе части движутся с одинаковой скоростью. Начиная с точки Y , эта кинематическая связь между частями нарушается ¹⁾. Вследствие возрастающего, направленного влево, равнодействующего давления и постоянно имеющегося во вкладышах цапфы кривошипа зазора δ , до точки Y находящегося справа, шатун вместе с другими частями теперь все больше и больше отстает от вращаемой маховиком цапфы кривошипа, и разность скоростей, с которыми обе эти части двигаются по одинаковому направлению, постепенно возрастает. Это продол-



фиг. 82.

¹⁾ Строго говоря, только после уничтожения упругого укорочения частей, произведенного предыдущим давлением.

жается до тех пор, пока конец шатуна не отстанет от цапфы кривошипа на величину зазора между вкладышами δ , и в цапфе кривошипа не начнет прилегать правый вкладыш; подобное явление должно сопровождаться более или менее сильным ударом, так как обе части в момент встречи обладают одинаково направленными,



но различными по величине скоростями. В течение этого процесса цапфа кривошипа проходит от I до II , а поршень — от Y до Z . Цапфа кривошипа за это время описывает горизонтальный путь $\delta + m$, а возвратно-движущиеся части проходят только путь m . Работа, производимая равнодействующим давлением при этом замедлении движущихся масс относительно цапфы кривошипа, равна заштрихованной площади YZV и в момент удара расходуется частью на деформацию частей и частью на увеличение живой силы цапфы кривошипа и самого кривошипа.

В описанном нами явлении перемена давления и удар происходят перед мертвой точкой. Если же они происходят за мертвой точкой, как это, например, имеет место при низких давлениях пара и тяжелых тягах, а следовательно, например, у сторон низкого давления многоцилиндровых машин, то описанные явления остаются такими же. На фиг. 83 кривая da изображает кривую избытка давления пара, qq' — кривую давлений массы, ef — кривую равнодействующих давлений для обратного хода поршня. До перемены давления в Y , т. е. за мертвой точкой, направленное вправо равнодействующее давление нажимает левый вкладыш на цапфу кривошипа. Начиная же с точки Y , направленное влево равнодействующее давление ускоряет массу качающихся частей относительно цапфы кривошипа, и обе части движутся отдельно друг от друга с различными скоростями при постоянном возрастании разности скоростей. Наконец, в положении II правый вкладыш с ударом прилегает к цапфе. Последняя в течение этого процесса из положения I проходит путь m , между тем как движущиеся части проходят путь $m + \delta$.

Фиг. 83.

Явления, сопровождающие перемену давления на цапфу крейцкофа, вполне соответствуют описанным нами для цапфы кривошипа, но они только опережают эти последние, т. е. происходят раньше, так как массы движущихся частей впереди этой цапфы несколько меньше. Таким образом, перемена давления на цапфу крейцкофа происходит в точке, которая получается в виде точки пересечения линии AA'

(фиг. 78, стр. 95) с некоторой кривой равнодействующих давлений, построенной при помощи линии давлений масс движущихся частей только до крейцкофа. До этой точки, как показано в положении I' на фиг. 82 и 83, правый вкладыш шатуна прилегает к цапфе крейцкофа. Начиная же с этой точки, расположенные перед этой цапфой движущиеся части отстают от шатуна или опережают его, в зависимости от того, произошла ли перемена давлений перед или за мертвой точкой. Когда обусловленная этим явлением разность пройденных путей делается равной зазору δ' , то цапфа крейцкофа ударяется о левый вкладыш головки шатуна.

В течение этого времени шатун левым вкладышем своего другого конца продолжает прилегать к цапфе кривошипа, от которой он, как было указано, отделяется лишь тогда, когда относящееся к нему равнодействующее давление делается равным нулю, т. е. поршень придет в У.

Сила, с которой происходят рассматриваемые удары, теоретически зависит:

а) от величины качающихся масс,

б) от величины зазоров у вкладышей,

с) от возрастания равнодействующего давления масс, в зависимости от перемены давления относительно оси времени.

Движущиеся массы и зазоры между вкладышами стараются, конечно, делать по возможности малыми; первые в существующей машине могут считаться данными, а при проектируемой машине могут рассматриваться мало изменяющимися. Возрастание равнодействующего давления масс в зависимости от изменения направления давления может быть определено путем нанесения по фиг. 81, стр. 95, на путь π -С почти равномерно движущейся цапфы кривошипа давлений масс для отдельных положений кривошипа в виде ординат. Направление получаемой таким образом и изображенной на фиг. 81 штриховой кривой, начиная от точки У относительно оси, показывает изменение этого давления, отнесенное ко времени, и угол α на фиг. 81, образуемый касательной к рассматриваемой кривой в точке пересечения ее с осью, может служить мерой силы удара. По Штрибеку ¹⁾ эта сила пропорциональна

значению $\sqrt{tg \alpha}$. При $\alpha = 90^\circ$, т. е. когда рассматриваемая кривая направлена перпендикулярно к оси времени, сила удара была бы бесконечно велика. Но даже значения α , лежащие близ 90° , должны были бы давать весьма значительные силы удара, которые, повторяясь многократно в течение каждой минуты, неминуемо повлекли бы за собой поломку частей.

В действительности на силу удара в значительной степени влияет действующий в виде подушки слой масла между цапфой и подшипниковыми вкладышами, т. е. сила удара обуславливается родом смазки. По исследованиям Польстера ²⁾ над пробной машиной Дрезденской высшей технической школы небольшого давления масла уже оказывается достаточно для значительного уменьшения силы удара, между тем как дурная смазка вызывает жесткие удары. Кроме того необходимо заметить, что трения поршня, сальников и крейцкофа влияют на вид кривых давлений масс и подобно собственному весу шатуна и другим, обусловленным моментом их инерции, силам, не только смещают положение точки изменения давлений, но могут также изменять подъем кривой.

Весьма важен также вызывающий разноречивые мнения вопрос о том, влияет ли положение точки изменения давлений на жесткость удара. В то время как Польстер оспаривает это влияние и на основании своих испытаний показывает, что удары в мертвой точке были так же мягки, как и в середине хода, другие рекомендуют по возможности удалять момент перемены давлений от известных положений, в области которых перемена давлений и удар могут быть особенно опасны.

Старинный взгляд Радингера ³⁾, утверждающий, что перемена давлений должна происходить непосредственно перед мертвым положением и что запоздалая перемена давлений после мертвого положения всегда сопровождается сильными ударами, оспаривается работами Штрибека, Вехаге ⁴⁾ и Толле, которые считают опасным расположить изменение давлений недалеко перед мертвым положением, — несколько позже происходящий удар приходится как раз в мертвой точке, — так как в период впуска пара давление пара возрастает очень быстро, а следовательно, при перенесенной туда перемене давления равнодействующее давление масс обыкновенно подымается очень круто относительно оси времени. Правильнее будет по их мнению по возможности удалять перемену давлений от мертвых положений, так как она тогда у обыкновенных трансмиссионных машин легче может регулироваться. Средством

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1893, стр. 10.

²⁾ Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1905, № 172 и 173.

³⁾ Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Gerolds Sohn, Wien.

⁴⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1884, стр. 627.

для этого служит сжатие пара ¹⁾, которое при правильно выбранной величине допустит всякое желаемое повышение давления пара относительно давления масс и соответственно отложит пересечение оси времени с равнодействующей кривой давлений масс.

Поздняя перемена давлений после мертвого положения, на основании опытов, оказывается мало вредной для плавного хода машины и не может его нарушать.

2. *Удары в направляющих линейках.* Точки, в которых нормальное давление изменяет свое направление и в которых происходит обусловленное этим изменение пути, на диаграмме нормальных давлений горизонтальной машины (фиг. 79) находятся там, где кривая нормальных давлений пересекается горизонтальной прямой kk' . Последняя соответствует приходящемуся на 1 см^2 полезной площади поршня весу кривокопфа. При переднем ходе машины, согласно диаграмме, или вовсе не происходит перемены давлений, или же она происходит с весьма незначительным уклоном кривой нормальных давлений в линии kk' . Таким образом, нарушения правильного хода машины изменением давления в направляющих в подобных случаях едва ли нужно опасаться. При обратном ходе машины, где нормальное давление в течение большей части хода поршня направлено вверх, а следовательно, соответствующая кривая почти вся направлена выше основания AA' , наоборот, всегда будет происходить перемена давления и пути, и по наклону кривой нормального давления к прямой kk' , сопряженному с подобным изменением давления, опять можно судить о силе удара. То же самое можно сказать относительно всех вертикальных машин. Но здесь перемена давлений происходит в точках пересечения кривой нормальных давлений с прямой AA' , так как вес кривокопфа здесь направлен вертикально вниз, а нормальное давление — горизонтально вправо или влево.

3. *Удары в переднем коренном подшипнике.* О происходящей перемене давлений в этом подшипнике можно судить по происходящим здесь изменениям направления равнодействующего давления на цапфу R_1 (см. стр. 92) при различных положениях кривокопфа. В горизонтальных машинах вследствие большой вертикально вниз направленной нагрузки от маховика давление R_1 обыкновенно приходится на нижнюю половину полости подшипника и здесь постоянно меняет свою величину и направление. Поэтому в хорошо сконструированных и хорошо выполненных горизонтальных машинах в большинстве случаев не происходит удара в переднем коренном подшипнике. В вертикальных же машинах, где кривая равнодействующего давления цапфы направлена приблизительно одинаково с кривой равнодействующих горизонтальных давлений, наоборот, в этом подшипнике легче может произойти перемена давлений, а следовательно, и удар.

§ 49. *Плавность хода и уравнивание масс в поршневых паровых машинах.* Если на фиг. 84 поршень движется слева направо, то на заднюю крышку цилиндра по противоположному направлению действует полное давление пара, а на поршень, наоборот, по прямому направлению действует давление пара, сперва уменьшенное, а затем увеличенное давлением масс, требуемым для ускорения и замедления движущихся частей. Таким образом, действующее на поршень давление в каждый данный момент представляет собой как по величине, так и по направлению разность между давлением на крышку и давлением на поршень. В первой части рассматриваемого хода поршня, где давление на крышку превышает давление на поршень, эта разность давлений направлена справа влево, а во второй части хода поршня, где превышает давление поршня, эта разность давлений направлена слева вправо. Таким образом, в первой части хода поршня разность давлений стремится переместить центр тяжести всей машины в одну сторону, а во второй части — в противоположную сторону. Соответственное же явление происходит и при обратном направлении движения поршня.

Указанные перемещения в горизонтальной машине могут быть обнаружены путем подвешивания ее на канате или цепи в виде маятника, как показано на фиг. 84. В течение переднего хода машина сперва качнется влево, а по уничтожении достигнутой ею по этому направлению скорости она качнется вправо; при обрат-

¹⁾ Усиленное, в случае надобности, достаточно длинным опережением выпуска по другой стороне поршня.

ном ходе происходит обратное явление. В быстроходных легких локомотивах также обнаруживаются эти движения, если они не предупреждены помощью трения ходовых колес или каким-либо другим путем. В неподвижных горизонтальных машинах указанным перемещениям препятствуют фундаментные болты, и машины при каждом движении поршня обнаруживают только стремление к дрожанию на фундаменте в ту или другую сторону. В вертикальных машинах упомянутая разность давлений обнаруживается то увеличением, то уменьшением давления, производимого направленным вертикально вниз давлением веса машины на фундамент. Таким образом, центр тяжести подобных машин имеет стремление подпрыгивать вверх и вниз.

Для устранения вредного влияния разности давлений, или соответственно давлений масс, на плавность хода машины рекомендуется уравнивание действия движущихся частей быстроходных горизонтальных машин. При бесконечной длине шатуна это уравнивание может быть произведено совершенно, а при конечной длине шатуна — в большей своей части, при помощи правильных размеров противовеса, вращающегося в плоскости круга, описываемого цапфой кривошипа и расположенного диаметрально противоположно цапфе кривошипа. Для удовлетворения своей цели этот противовес при каждом положении поршня должен развивать горизонтальное усилие, равное по своей величине давлению масс движущихся частей, но противоположное ему по направлению.

Если вес противовеса составляет G_b кг, то отнесенная к радиусу кривошипа R его масса развивает центробежную силу

$$K = \frac{G_b}{g} \cdot \frac{v^2}{R},$$

где v — скорость на окружности, описываемой цапфой кривошипа, и $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести в m/sec^2 .

При положении кривошипа под углом ω к мертвому положению горизонтальная слагающая центробежной силы, по фиг. 84, составляет

$$K_2 = \frac{G_r}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cos \omega.$$

Вращающиеся массы G_r (цапфа кривошипа, половина кривошипа и половина до трех пятых шатуна) при этом положении кривошипа развивают в противоположном направлении горизонтальное давление

$$\frac{G_r}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cos \omega,$$

а возвратно-движущиеся массы G_h , согласно уравнению (45) при бесконечно длинном шатуне развивают горизонтальное давление

$$q \cdot O = \frac{G_h}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \omega.$$

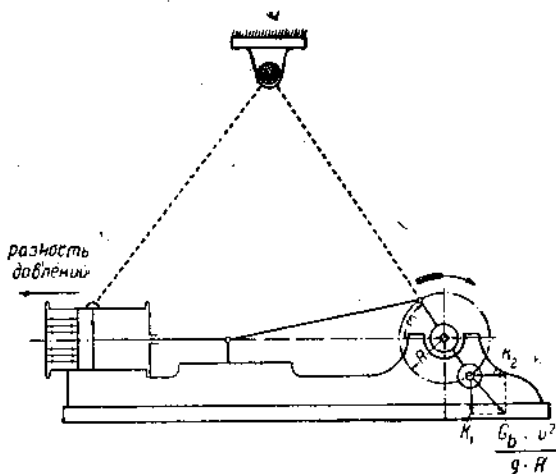
Таким образом, полное уравнивание масс и их действий здесь происходит при

$$K_2 = \frac{G_b}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cos \omega = (G_r + G_h) \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} \cos \omega,$$

или при

$$G_b = G_r + G_h,$$

т. е. когда отнесенная к радиусу кривошипа R масса противовеса равна массе всех качающихся частей. Таким образом, при бесконечно длинном шатуне последние действуют так, как если бы они были сосредоточены в цапфе кривошипа и вращались бы вместе с ней.



Фиг. 84.

При конечной длине шатуна рассчитанный таким образом противовес уравнивает качающиеся массы только в главной части, и остается неуравновешенной часть

$$\pm \frac{G_h}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \lambda \cos 2\omega,$$

на которую давление движущихся масс при конечной длине шатуна (ур-ние 44) больше или соответственно меньше, нежели при бесконечно длинном шатуне (ур-ние 43). Эта неуравновешенная часть достигает наибольшего своего значения при $\omega = 0$ и 180° , т. е. в обоих мертвых положениях, и тогда составляет $\left(\frac{1}{\lambda} \pm 1\right)$ -ю долю всего давления масс в этих положениях, равного

$$\frac{G_h}{g} \cdot \frac{v^2}{R} (1 \pm \lambda).$$

Следовательно, для $\lambda = 1/5$ остается неуравновешенной только одна шестая часть всего давления масс.

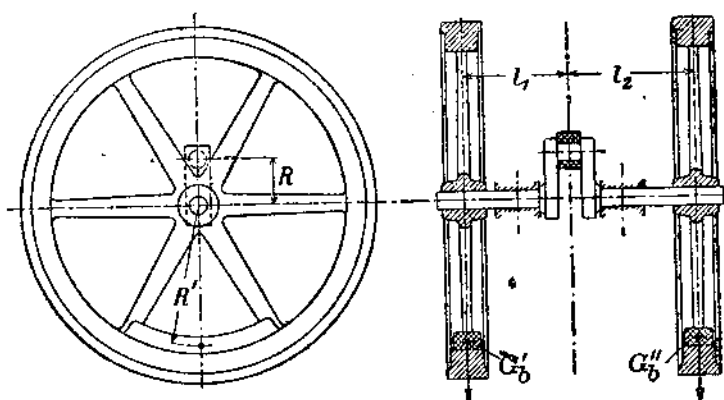
Так как, при конечной длине шатуна в горизонтальных машинах полное уравнивание движущихся масс помощью противовесов не может быть достигнуто, то Радингер рекомендует, сообразуясь с ниже рассмотренной другой составляющей (вертикальной) K_1 , делать вес G_b равным 0,5 до 0,8 веса масс $G_r + G_h$.

Затем противовес обыкновенно не может быть расположен в плоскости круга кривошипа, как было указано выше. Тогда его необходимо заменить двумя противовесами, расположенными в других параллельных плоскостях. Для достижения одинакового действия необходимо должны быть выполнены те же условия, как и при

разложении силы на две параллельных составляющих, а именно:

1. алгебраическая сумма горизонтальных составляющих центробежных сил обоих грузов должна быть равна горизонтальной составляющей центробежной силы единичного груза, рассчитанного для плоскости кривошипа, и

2. алгебраическая сумма статических моментов всех трех горизонтальных составляющих



Фиг. 85.

щих относительно произвольной точки должна быть равна нулю. При коленчатом вале, например, с двумя маховиками (фиг. 85) эти условия могут быть удовлетворены помощью расположенных на обоих колесах на радиусе R' противовесов G_b' и G_b'' , удовлетворяющих уравнениям

$$G_b' = G_b \cdot \frac{R}{R'} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2}; \quad G_b'' = G_b - G_b',$$

где G_b — вес противовеса, отнесенный к радиусу колена R и плоскости круга, описываемого цапфой кривошипа.

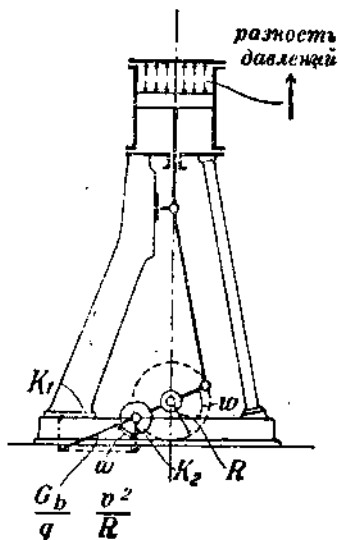
Вторая составляющая, не служащая для уравнивания разности давлений, или соответственно давлений масс,

$$K_1 = \frac{G_b}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \sin \omega,$$

на фиг. 84, уравнивает только часть, соответствующую вращающимся массам, но не ту часть, которая соответствует возвратно-движущимся массам. Последняя при

горизонтальных машинах, где K_1 имеет вертикальное направление, не имеет никакого вредного влияния на плавность хода машины. Пока составляющая K_1 направлена вниз, она только повышает давление между главным валом и нижними вкладышами подшипника, а при направлении ее вверх и стремлении нажать главный вал к верхнему вкладышу подшипника ее вредное влияние вполне уничтожается более или менее тяжелым маховиком. Значение K_1 колеблется между нулем в мертвых положениях и наибольшим значением $\frac{G_b}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ при положении кривошипа, перпендикулярном к направлению хода поршня.

У вертикальных машин, наоборот, составляющая K_1 , согласно фиг. 86, действующая здесь по горизонтальному направлению, между тем как требуемая для уничтожения действия масс составляющая K_2 направлена вертикально, той своей частью, которая обусловлена возвратно-движущимися массами, была бы вредна в том отношении, что стремится перемещать центр тяжести всей машины по горизонтальному направлению, так что давление масс стремится сообщать дрожание и вертикальной машине. Поэтому при вертикальных машинах пренебрегают уравновешиванием возвратно-движущихся частей и стремятся по возможности уменьшить давление масс путем облегчения веса движущихся частей, а путем увеличения веса самой машины стремятся предупредить подымание машины с фундамента, которое иногда стремится производить направленная вверх разность давлений. Таким способом, т. е. при достаточном числе фундаментных болтов и достаточно широком и глубоком фундаменте, давления масс в этих машинах совершенно безвредны даже в самых неблагоприятных случаях. Наоборот, уравновешивание масс вращающихся частей рекомендуется и в вертикальных машинах.



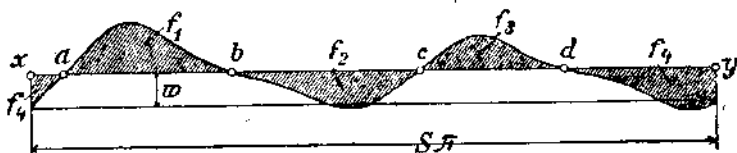
Фиг. 86.

§ 50. Равномерность хода поршневых паровых машин. Работа, сообщаемая главному валу машины в течение одного оборота приходящимися на 1 см² полезной площади поршня касательным усилием без принятия в расчет побочных сопротивлений, согласно вышесказанному, определяется разностью площадей, расположенных над и под основанием диаграммы касательных усилий. Поэтому, принимая действующее на главный вал и преодолеваемое машиной сопротивление w , отнесенное к радиусу кривошипа R и к 1 см² полезной площади поршня, постоянным и пренебрегая побочными сопротивлениями в машине, можно определить его величину в виде высоты прямоугольника, имеющего одинаковое основание, как и диаграмма касательных усилий ($S\pi = 2R\pi$), и площадь которого равна разности площадей диаграммы над и под основанием, т. е.

$$w = \frac{2p_i \cdot S}{S \cdot \pi} = 2 \frac{p_i}{\pi}. \quad (46)$$

На фиг. 87 прямая xy представляет собой линию (постоянного) сопротивления. Переменное же касательное усилие, пока оно больше постоянного сопротивления, стремится ускорить вращающиеся массы на главном валу, а когда оно меньше постоянного сопротивления, то стремится замедлять эти части. Поэтому от a до b и от c до d скорость вращения вала возрастает, а от b до c и от d до a она, наоборот, убывает. Таким образом, главный вал машины и цапфа кривошипа не вращаются с постоянной скоростью, как это обыкновенно принимается. По фиг. 87, наоборот, в течение каждого оборота вала скорость два раза возрастает и убывает; в течение пути da она достигает наименьшего значения в a , а наибольшего в d ; в течение пути bc она имеет наименьшее значение в c и наибольшее в b , и т. д.

При помощи махового колеса, образующего собой главнейшую вращающуюся массу главного вала, эти колебания скорости могут быть ограничены, но не окончательно устранены. Маховому колесу в течение периода времени, когда касательное усилие больше сопротивления, доставляется излишняя производимая касательным усилием работа, и тем увеличивается его живая сила, которая затем заимствуется от него в течение того периода, когда касательное усилие недостаточно для преодоления сопротивления. Сообщаемые колесу излишние работы изображены на фиг. 87 площадями f_1 и f_3 , а заимствуемые от него недостающие работы изображены площадями f_2 и f_4 .



Фиг. 87.

Если по вышесказанному (см. стр. 94) и по фиг. 5, табл. 1, определить вращающее усилие t_q , избытка давления пара p_u отдельно от вращающего усилия t_q давления масс q и по фиг. 7, табл. 1, нанести и t_q над или под линией сопротивления xu в зависимости от того, действует ли оно в качестве движущей силы или сопротивления, то избыточные и недостающие площади лежат между обеими кривыми вращающих усилий.

Если затем означают:

a_s — работу в килограммометрах, изображаемую наибольшей из четырех площадей f_1 до f_4 , и обуславливающую наибольшие колебания скорости;
 $A_s = a_s \cdot \psi$ — эту работу, отнесенную к полезной площади поршня o ;
 V — среднюю, $V_{\max}$ — наибольшую и $V_{\min}$ — наименьшую скорость на окружности, описываемой центром тяжести обода маховика в м/сек;
 M — массу махового колеса (воображаемую сосредоточенною в обode);
 $E = M \cdot \frac{V^2}{2}$ — живую силу его при средней скорости V ,

то сообщенная последней или заимствуемая от нее работа должна быть равна приращению или убыванию живой силы, т. е. должна быть

$$A_s = \frac{M}{2} (V_{\max}^2 - V_{\min}^2).$$

Если затем

$$\delta_s = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V}$$

выражает собой степень неравномерности, т. е. отношение наибольшего происходящего колебания скорости к средней скорости в течение одного оборота, причем принимается

$$V = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2},$$

то, так как

$$\delta_s V^2 = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2},$$

из вышеприведенного уравнения получается

$$A_s = M \cdot \delta_s \cdot V^2 = 2E \cdot \delta_s. \quad (47)$$

Из этого уравнения вытекает, что:

1. δ_s бывает тем меньше, чем больше M , при прочих равных условиях. Или иными словами: чем больше масса махового колеса, тем меньше бывают колебания скорости, т. е. тем равномернее ход машины. Но полное устранение колебаний ($\delta_s = 0$) при помощи махового колеса недостижимо, так как для этой цели масса колеса должна быть бесконечно велика.

2. δ , бывает тем меньше, чем больше V при прочих равных условиях. Другими словами: большие скорости на окружности также благоприятствуют равномерности хода машины, или при данной массе махового колеса колебание скорости, а при данной степени неравномерности требуемые вращающиеся массы, получаются тем меньшие, чем больше V .

3. δ , бывает тем больше, чем больше A , при прочих одинаковых условиях. Другими словами: чем сильнее кривая касательных усилий уклоняется от линии среднего сопротивления, т. е. чем больше работа a , по отношению к работе $w \cdot S\pi$ среднего сопротивления, тем больше должна быть масса махового колеса при той же степени неравномерности, или тем неравномернее бывает ход машины при той же вращающейся массе. Из построения диаграммы касательных давлений для различных степеней наполнения и сжатия видно, что отношение $a:w \cdot S\pi$ получается тем больше, чем, при прочих равных условиях, меньше наполнение и чем больше сжатие ¹⁾. Таким образом большое наполнение и незначительное сжатие уменьшают вес махового колеса или соответственно повышают равномерность хода.

Затем при одинаковой мощности наибольшая площадь избытка или недостатка работы касательного усилия по отношению к прямоугольнику среднего сопротивления бывает тем меньше, чем меньше различаются между собой работы пара для переднего и заднего хода. Поэтому при горизонтальных машинах возможно одинаковое продолжительность отдельных периодов парораспределения и главным образом одинаковое наполнение с обеих сторон поршня благоприятствуют равномерности хода. При вертикальных машинах, где вес качающихся частей усиливает движущее рабочее давление пара при нисходящем и уменьшает его при восходящем движении поршня, уравновешение этого веса весьма выгодно отражается на равномерности хода машины. Это уравновешение может быть достигнуто или путем увеличения наполнения с нижней стороны поршня, или же путем утолщения поршневого штока с верхней стороны поршня.

У многоцилиндровых машин, где касательные усилия отдельных поршней складываются, смещение кривошипов благоприятно отражается на равномерности хода. Так, диаграммы касательных усилий сдвоенных и компаунд-машин (с кривошипами под 90°) обнаруживают меньшие отклонения от линии среднего сопротивления, нежели диаграммы двухцилиндровых машин-тандем.

В производствах с сильными колебаниями нагрузок маховое колесо, по Грасману, может иметь еще задачу уравнивать чрезвычайные изменения внешней нагрузки машины до тех пор, пока регулятор не установит наполнения, соответствующего новой нагрузке. Для того, чтобы тогда живая сила E махового колеса поглотила индикаторную работу машины в течение x оборотов, должно быть

$$E = \frac{M \cdot V^2}{2} = 2x \cdot S \cdot O \cdot p, \quad (48)$$

где p — среднее индикаторное давление. Значение x выбирается между 5 и 20 в зависимости от силы колебаний нагрузки и требований, предъявляемых к равномерности хода.

§ 51. Вычисление веса махового колеса. Для проектируемой машины требуемая масса махового колеса, отнесенная к радиусу круга, описываемого центром тяжести обода, равна вычисляемому по уравнениям (47) и (48) значению M , причем в эти уравнения должны быть подставлены следующие значения:

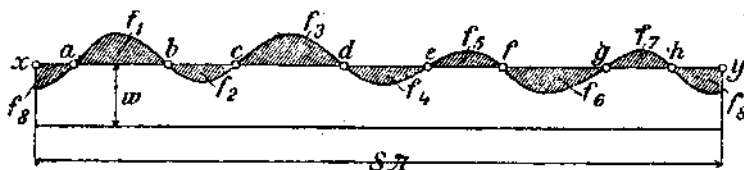
Работа a , или соответственно A , должна быть отнесена к наибольшей из четырех площадей f_1 до f_4 избытка или недостатка работы касательных усилий. Если кривая вращающих усилий пересекает линию сопротивления xu только в четырех точках, как на фиг. 87, то работа a , или следовательно A , должна быть отнесена к наиболь-

¹⁾ На фиг. 6, табл. 1, напр., при наполнении в 20 или 16% получается $w = 1,97$ ат, и наибольшая из превышающих или недостающих площадей составляет $f_1 = 388$ мм², а следовательно $f_1:w = 388:1,97 = 19,7$; при наполнении в 45 и 30% получается $w = 3,03$ ат и наибольшая площадь составляет $f_2 = 540$ мм², а следовательно, $f_2:w = 540:3,03 = 17,8$. По нижеприведенной на стр. 107 таблице это убывающее происходит только до определенного предела, значение которого в таблице обозначено через γ .

люй из четырех площадей f_1 до f_4 избытка или недостатка работы касательных усилий. Если линия среднего сопротивления xu пересекает кривую касательных усилий больше, нежели в четырех точках (фиг. 88), то для определения a , необходимо составить последовательно суммы $+f_1$, $+f_1-f_2$, $+f_1-f_2+f_3$ и т. д. до $+f_1-f_2+f_3-f_4+f_5-f_6+f_7-f_8$, где f_1, f_3, f_5, f_7 выражают собой абсолютные значения площадей избытков, а f_2, f_4, f_6, f_8 — абсолютные значения площадей недостатков. Если затем f' изображает наибольшее положительное, а f'' — наибольшее отрицательное из всех этих последовательных значений, то значение A должно быть вычислено для $f = f' + f''$ (где принимаются абсолютные значения f' и f'').

Степень неравномерности δ , выбирается у машин для приведения в движение:

насосов и режальных машин	$\frac{1}{25}$
трансмиссий мастерских	от $\frac{1}{25}$ до $\frac{1}{50}$
ткацких станков и бумажных машин	$\frac{1}{40}$
мукомольных мельниц	$\frac{1}{50}$
прядилок для низких и высоких номеров пряжи соответ- ственно	$\frac{1}{60}$ и $\frac{1}{100}$
динамо постоянного тока	$\frac{1}{150}$
динамо переменного тока	$\frac{1}{200}$



Фиг. 88.

Скорость V на окружности, описываемой центром тяжести обода махового колеса, получается сообразно выбранному наружному радиусу махового колеса, составляющему обыкновенно при небольших машинах 6, при средних машинах 5 до 4,5, а при крупных машинах 4,5 до 5 — крайнего радиуса кривошипа. Впрочем, с точки зрения прочного сопротивления обода скорость на окружности V не должна превышать 30 м/сек.

Так как спицы махового колеса по своему действию заменяют собой приблизительно 5 ÷ 10% обода в зависимости от типа колеса, то вес обода должен быть только

$$G_k = 0,95g \cdot M \text{ до } 0,9g \cdot M$$

или при $g \cong 9,81 \text{ м/сек}^2$,

$$G_k \cong 9,33 M \text{ до } 8,83 M. \quad (49)$$

Тогда вес всего колеса составляет приблизительно

$$G = \frac{4}{3} G_k. \quad (50)$$

Потребное для получения веса G_k поперечное сечение обода, при удельном весе чугуна в 7,25, вычисляется по формуле

$$F_k = 0,22 \frac{G_k}{R_k} \text{ см}^2, \quad (51)$$

где R_k — радиус круга, описываемого центром тяжести обода в метрах.

Для приблизительного определения G_k без вычерчивания диаграммы касательных усилий при полезной мощности N , л. с. и числе оборотов в минуту n может служить уравнение

$$G_k = \frac{c}{\delta} \frac{N}{n \cdot V^2}, \quad (52)$$

где значение c заимствуется из нижеследующей таблицы, в которой γ означает отношение наибольшего давления масс

$$q = \frac{G_k \cdot v^2}{g \cdot O \cdot R}$$

из уравнений (45) и (43), стр. 92 и 90, к начальному давлению пара p_1 .

Давление сжатия при этом может составлять до 0,7 p_1 .

Таблица значений c

Наполнение		$\gamma = 0,05$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Выпуск в атмо- сферу	1 : 6	$c = 9800$	8700	7200	6100	5500	5300	—
	1 : 4	$c = 9000$	8300	7200	6300	6000	6000	6200
	1 : 3	$c = 8500$	8100	7100	6500	6300	6300	—
	1 : 2	$c = 7800$	7500	7000	6900	—	—	—
Конден- сация	1 : 10	$c = 10000$	9100	7500	6400	5700	5300	5000
	2 : 8	$c = 9700$	8800	7400	6500	6000	5700	4800
	1 : 6	$c = 8900$	8300	7100	6400	6100	—	—
	1 : 5	$c = 8500$	8100	7200	6400	6100	—	—
	1 : 4	$c = 8000$	7800	7400	7000	6600	6200	—
	1 : 3	$c = 7500$	7400	7000	6900	6900	6800	6800
	1 : 2	$c = —$	—	6800	—	—	—	—

Двухцилиндровые машины

Наполнение = 1 : 6 1 : 4 1 : 3 1 : 2
 $c = 2900$ 2400 2000 1500

Трехцилиндровые машины $c = 1400$.

Электриками большей частью задается определенный вращающий момент $G_k \cdot D_k^2$, где $D_k = 2 R_k$. При $\pi^2 = g \cong 10$ и

$$V = \frac{D_k \cdot \pi \cdot n}{60}, \quad E = M \frac{V^2}{2} = \frac{G_k}{g} \frac{V^2}{2}$$

получается

$$G_k \cdot D_k^2 = 7200 \frac{E}{\pi^2}, \quad (53)$$

между тем как по уравнению (52) получается

$$G_k \cdot D_k^2 = 360 \frac{c \cdot Nc}{\delta_s \cdot n^2}. \quad (54)$$

§ 52. Примеры вычисления веса махового колеса. 1. Для рассчитанной в примере § 14 одноцилиндровой машины $D = 0,3$, $S = 0,5$ м, $n = 180$, $N_s = 80$ л. с. требуется определить размеры махового колеса для степени неравномерности $\delta_s = \frac{1}{150}$ (для приведения в движение динамо постоянного тока).

Диаграммы работы и давлений помещены на табл. 1. Относительно построения этих диаграмм служат данные § 47. Начерченные толстыми линиями со стороны крышки и кривошипа на фиг. 2, табл. 5 (в конце книги) соответствуют приведенным там же периодам парораспределения при наполнении 21 и соответственно 19%. Кроме того нанесены начерченные сплошными тонкими и штриховыми линиями диаграммы для наполнений в 45 и соответственно 10% со стороны крышки и 39 и соответственно 10% со стороны кривошипа. Вес возвратно-движущихся масс, по вышеприведенным данным Радингера на стр. 93, принят $\frac{G_k}{O} = 0,28$ ат на 1 см² площади поршня.

При скорости на окружности, описываемой цапфой кривошипа,

$$v = \frac{0,5 \pi \cdot 180}{60} = 0,71 \text{ м/сек}$$

получается потребное для построения кривой давлений масс значение

$$\frac{G_k}{g \cdot O} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{0,28}{9,81} \cdot \frac{4,71^2}{0,25} = 2,53 \text{ ат.}$$

Принимая в расчет конечную длину шатуна для $\lambda = 1/6$, находим давление масс, которое составляет

для мертвой точки со стороны крышки $1,2 \cdot 2,53 = 3,04 \text{ ат.}$

для мертвой точки со стороны кривошипа $0,8 \cdot 2,53 = 2,02 \text{ ат.}$

Принимаемое постоянным сопротивление на главном валу вычисляют с $p_1 = 3,1 \text{ ат}$ (стр. 32) по уравнению (46, стр. 103), пренебрегая побочными сопротивлениями; оно составляет

$$w = 2 \cdot \frac{3,1}{\pi} = 1,97 \text{ ат.}$$

а соответствующая ему горизонталь xu отсекает на диаграмме вращающих усилий фиг. 6, табл. 1, площади избытка и недостатка; $f_1 = 388$, $f_2 = 380$, $f_3 = 241$ и $f_4 = 244 \text{ мм}^2$, так что служащее для проверки условие, чтобы $f_1 + f_3 = 629 \text{ мм}^2$ было бы равно $f_2 + f_4 = 624 \text{ мм}^2$, здесь выполнено достаточно точно.

Так как при основании диаграммы в 60 мм и ходе машины $S = 0,5 \text{ м}$

$$\text{в масштабе длин } 1 \text{ мм}^2 \text{ изображает } \frac{0,5}{60},$$

$$\text{а в масштабе сил } 1 \text{ мм} = \frac{1}{6,5} \text{ ат.}$$

$$\text{а след., } 1 \text{ мм}^2 = \frac{0,5}{60} \cdot \frac{1}{6,5} = \frac{1}{780} \text{ кгм}$$

на 1 см^2 полезной площади поршня, то принимаемая в расчет при вычислении махового колеса наибольшая площадь $f_2 = 388 \text{ мм}^2$ соответствует работе

$$a_1 = \frac{388}{780} = 0,5 \text{ кгм.}$$

на 1 см^2 полезной площади поршня. Это значение служит для нормального наполнения в 21 и соответственно 19%. Если маховое колесо должно давать желательную степень неравномерности $\delta_1 = 1/150$ также и при мощности машины на 38% больше нормальной, т. е. для $N_1 = 1,38 \cdot 80 \cong 110 \text{ л. с.}$, то вполне безопасно можно подставить $a_1 = 1,3 \cdot 0,5 = 0,65$ килограмметра, так как для этой мощности, согласно стр. 105, с возрастанием наполнения площади избытков и недостатков не возрастают в одинаковом отношении, и если полезная площадь поршня соответственно одностороннему поршневному штоку диам. 6 см составляет

$$O = 30^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 6^2 \frac{\pi}{4} \cong 690 \text{ см}^2,$$

то можно принять $A_1 = a_1 \cdot O = 1,3 \cdot 0,5 \cdot 690 \cong 450 \text{ кгм.}$

Примем наружный радиус маховика в 4,6 $R = 4,6 \cdot 0,25 = 1,15 \text{ м.}$ Радиус круга, описываемого центром тяжести обода, может быть принят приблизительно $R_k = 1,08 \text{ м.}$ а скорость на этой окружности может быть принята

$$V = \frac{2 \cdot 1,08 \pi \cdot 180}{60} = 20,36 \text{ м/сек.}$$

С этими значениями и при $\delta_s = \frac{1}{150}$, из уравнения (47) получается требуемая масса махового колеса

$$M = \frac{450 \cdot 150}{20,36^2} = 163,$$

а по уравнению (49) вес обода махового колеса составляет

$$G_k = 8,83 \cdot 163 \cong 1450 \text{ кг},$$

а по уравнению (50) приблизительный вес всего махового колеса составляет

$$G = \frac{4}{3} 1450 = 1935 \text{ кг}.$$

Уравнение (52) при $N_s = 110$ л. с. и $c = 6600$ соответственно

$$\gamma = \frac{q}{p_1} = \frac{2,53}{9,3} = 0,272$$

при наполнении в 0,35 до 0,4 дает вес обода

$$G_k = \frac{6600 \cdot 110 \cdot 150}{180 \cdot 20,36^2} = 1460 \text{ кг}.$$

Обод колеса по уравнению (51) требует поперечного сечения

$$F_k = 0,22 \frac{1450}{1,08} = 295 \text{ см}^2$$

и будет развивать вращающий момент

$$G_k \cdot D_k^2 = 1450 \cdot 2,16^2 = 6765 \text{ кгм}^2.$$

Если работа машины передается ремнем от маховика, то при нормальной мощности в 80 л. с. и скорости ремня $\frac{2,3\pi \cdot 180}{60} = 21,7$ м/сек получается

$$P = \frac{80 \cdot 75}{21,7} \cong 280 \text{ кг}.$$

Ремень шириною 30 см при нормальной мощности работал бы с натяжением

$$k = \frac{280}{30} = 9,33 \text{ кг/см},$$

а при мощности на одну треть больше натяжение будет

$$k = 1,33 \cdot 9,33 = 12,5 \text{ кг/см}.$$

Ширину маховика для ремня шириною 30 см целесообразно делать 350 мм.

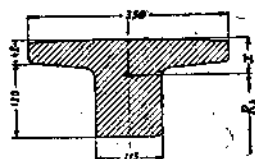
Изображенное на фиг. 89 поперечное сечение обода при этой ширине имеет вычисленную площадь, которая здесь составляет $4,2 \cdot 35 + 11,5 \cdot 13 = 296,5 \text{ см}^2$. Расстояние центра тяжести от наружной грани колеса составляет

$$x = \frac{35 \cdot 4,2 \cdot 2,1 + 11,5 \cdot 13 \cdot (6,5 + 4,2)}{35 \cdot 4,2 + 11,5 \cdot 13} = 6,4 \text{ см},$$

а следовательно, радиус круга, описываемого центром тяжести, составляет

$$R_k = 1,15 - 0,064 = 1,086 \text{ м},$$

что вполне согласуется с предварительно выбранным для него значением.



Фиг. 89.

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 53. Подразделение парораспределений. Общие точки зрения об их применении. Парораспределения поршневых паровых машин подразделяются:

1) по роду запирающих органов на плоское золотниковое, цилиндрическое (поршневое) золотниковое, клапанное и поворотное-золотниковое или крановое (Корлиса) парораспределения; сюда при прямо-точных машинах следует присовокупить еще паровой поршень в виде запирающего органа;

2) по числу паровпускных в цилиндр и паровыпускных из цилиндра каналов—на парораспределения с двумя и четырьмя паровыми каналами;

3) по соединению запирающего органа с внешним распределительным механизмом—на принудительные и не принудительные или расцепные парораспределения. В первых из них соединение, которое может быть произведено путем кинематического замыкания цепи, или путем замыкания силой, происходит беспрерывно, а в последних оно происходит только в течение некоторой части каждого оборота кривошипа.

Плоское и цилиндрическое золотниковые парораспределения обыкновенно имеют два паровых канала, а клапанные и крановые парораспределения—четыре канала. Плоское и цилиндрическое золотниковые парораспределения всегда строятся принудительные, а клапанные и крановые парораспределения строятся и не принудительные. В большей части плоско- и цилиндрическо-золотниковых и крановых парораспределений, насколько последние находят у нас применение, принудительность образуется путем кинематического замыкания цепи, т. е. отдельные части внешнего распределительного механизма соединены между собой и с запирающим органом помощью кинематической цепи. В большей части принудительных клапанных парораспределений, наоборот, это соединение в течение периода закрывания клапана производится только путем замыкания силой, развиваемой помощью пружины.

При выборе парораспределения решающее значение, главным образом, имеют свойства отдельных запирающих органов. В этом отношении необходимо заметить следующее.

Плоский золотник представляет собой относительно малочувствительный запирающий орган, выгодно отличающийся легко достигаемым постоянным плотным затвором. Неудобства плоских золотников состоят в большом сопротивлении трения и в значительном собственном весе золотника, преимущественно при больших диаметрах цилиндров. Обрати обстоятельство обуславливают собой необходимость толстых тяжелых штанг с сильным действием масс, и в виду действия трения, веса и движущей силы золотника в различных плоскостях они обуславливают собой появление опрокидывающего момента, влекущего за собой односторонний износ распределительного органа. Для больших давлений (выше 9 атм) плоский золотник служить не может, так как в этих случаях возникают затруднения в смазывании рабочих поверхностей; точно так же этот золотник не может служить и при перегретом паре, при котором рабочие плоскости коробятся и уже после кратковременной работы, преимущественно вследствие недостаточной смазки, обнаруживают недопустимо сильный износ. Разгруженные или уравновешенные плоские золотники, вообще преимущественно при высоких температурах пара, мало применимы.

Поршневой золотник в начале работы обладает полной плотностью затвора и разгружен или уравновешен равномерно действующим со всех сторон давлением пара. Поэтому он развивает незначительные только сопротивления движению и при не слишком тяжелых штангах допускает легкое регулирование. Впоследствии вследствие изнашивания получаются неплотности, связанные с односторонним нажатием, могущим в несколько раз превышать вес золотника. Вставные уплотняющие кольца хотя увеличивают плотность затвора, но, с другой стороны, увеличивают также и сопротивление трения. Поршневой золотник лучше всего может служить для высоких давлений пара и в вертикальных машинах с большим числом оборотов, так как в вертикальной машине собственный вес золотника совпадает с направлением его

движения, и при большом числе оборотов вредное пространство и неплотности имеют менее вредное влияние. В простейшем своем виде и при тщательном изготовлении и обслуживании поршневой золотник оказывается вполне удовлетворительным и для перегретого пара.

Клапан, всегда вообще изготавливаемый в виде уравновешенного давлением пара двух- или четырехседельного клапана, при небольшом собственном весе обладает вполне симметричной формой без одностороннего скопления в нем материала. Запирающие поверхности не скользят одна по другой при открывании и закрывании, а двигаются перпендикулярно одна другой, и клапан не находится в непрерывном движении подобно золотнику, а движется только при открывании и закрывании, т. е. в течение только части оборота. Поэтому по сравнению с плоскими золотниками клапан обладает преимуществами, состоящими в меньшем трении и изнашивании, в меньшем действии веса и массы и в более легких штангах. По сравнению с поршневым золотником (без колец) он дает постоянный более плотный затвор, если только он изготовлен с надлежащей тщательностью и по всем способам современной техники. Кроме того вредное пространство при клапанах, преимущественно у больших цилиндров, получается меньше, нежели при поршневом золотнике.

Вследствие почти отсутствия трения, полной уравновешенности и симметричной формы клапан лучше всех других запирающих органов выдерживает большие давления и высокие температуры (перегрев) без нарушения правильности работы (заедания, неплотности); только сильное изменение перегрева делает клапаны временно неплотными. Это обстоятельство содействовало обширному применению клапанных парораспределений даже в вертикальных машинах, где их устройство и обслуживание далеко не так просто, если только число оборотов, в виду предупреждения удара при запании и порчи запирающих поверхностей, не слишком высоко.

Применяемый параллельно с простым клапаном поршневой клапан представляет собой не что иное, как вертикально расположенный поршневой золотник с уплотняющими кольцами, приводимый в движение наружным распределительным механизмом подобно обыкновенному клапану (отсюда и его название). При нем избегается возможный при обыкновенном клапане удар или толчок в седельных поверхностях при посадке клапана на место. Наконец, поршневой клапан очень удобен при перегретом паре, так как он всегда приходит в соприкосновение с тем же паром, как и его камера, и оба они всегда имеют одинаковую температуру. Уплотняющие кольца увеличивают сопротивление трения.

Поворотный золотник (кран) отличается небольшой величиной вредного пространства и охлаждающих поверхностей. Сопротивления его движению очень малы, плотность затвора вполне достаточна, и изготовление его, в виду простой его формы, недорого. Несмотря на все эти преимущества, крановое парораспределение находит себе редкое применение.

Что касается числа паровых каналов, то следует заметить, что парораспределения с двумя только каналами вообще гораздо проще и дешевле парораспределений с четырьмя каналами. Но зато последние имеют то преимущество, что парораспределение с каждой стороны поршня может быть выбрано совершенно независимо от парораспределения по другой стороне. Этим достигается более совершенное парораспределение и более легкая установка всех органов. Сообразно этому парораспределения с двумя каналами (плоское золотниковое и поршневое золотниковое парораспределения) больше применяются для простых небольших и средних машин, а парораспределения с четырьмя каналами (главным образом клапанные) применяются у средних и крупных машин, при которых обращено серьезное внимание на высокую степень использования пара. Затем при двух только паровых каналах свежий и выпускаемый пар с каждой стороны поршня должны протекать по одному и тому же каналу, так что стенки каналов попеременно приходят в соприкосновение с паром высокой и низкой температуры. При парораспределениях с четырьмя каналами это не имеет места. Но значительное уменьшение конденсации выпускаемого пара с этим не связано, так как впускной канал с каждой стороны поршня до запирающего его органа в течение периода выпуска также заполняется выходящим паром.

Парораспределения с тремя каналами встречаются только в примоточных машинах, где впуск пара распределяется помощью двух клапанов, а выпуск распре-

дается паровым поршнем. О сопряженных с этим прямым течением пара по цилиндру улучшениях выпуска пара и высокой степени сжатия см. § 9.

Что касается принудительности и непринудительности парораспределений, то следует заметить, что принудительные парораспределения с замыканием кинематической цепью для больших чисел оборотов оказываются лучше, нежели принудительные с замыканием силой и непринудительные парораспределения. Поэтому для быстроходных машин с 180 и более оборотами в минуту рекомендуются золотниковые парораспределения, а для более тихоходных машин — золотниковые или клапанные.

§ 54. Распределительные каналы и паропроводы. Каналы для выпуска и выпуска пара у цилиндра, а также и находящиеся в них запирающие органы должны быть соразмерены таким образом, чтобы свежий пар мог притекать в поршню без большой потери давления, а отработавший пар мог выходить из цилиндра без заметного повышения противодействия впереди поршня. Таким образом, при полезной площади поршня O и скорости поршня в данный момент с выпускное поперечное сечение распределительного канала должно было бы составлять

$$f_a = \frac{O \cdot c}{w_a}, \quad (55)$$

где w_a — удовлетворяющая поставленному требованию скорость пара. Но вычисление распределительных каналов для проектируемой машины по этому уравнению невозможно, так как влияние различных изгибов и изменений сечения каналов, а также и потерь от трения и охлаждения паровой струи на скорость пара обыкновенно не поддается численному определению.

Поэтому до появления других практически применимых расчетов и точных опытов ¹⁾ по этому вопросу обыкновенно ограничиваются эмпирическим вычислением поперечного сечения каналов. Обыкновенно для этой цели применяют предложенную Радигером и и по своему виду согласующуюся с вышеприведенным уравнением зависимость

$$f = \frac{O \cdot c_m}{w}, \quad (56)$$

где w — опытная величина. При выборе значения w можно руководствоваться следующими соображениями.

При впуске пара, для предупреждения торможения и падения давления, поперечные сечения каналов должны быть сделаны тем больше, а следовательно, значение w должно быть принято тем меньше, чем выше давление пара, так как удельный вес насыщенного пара возрастает с давлением. С другой стороны, для ограничения размеров парораспределительных органов и их веса при больших машинах должны быть допущены более крупные значения w , нежели при малых машинах. Наконец, перегретый пар требует более крупных значений w , нежели насыщенный, для возможного уменьшения потерь теплоты.

При выпуске пара значение w должно быть выбрано меньше, нежели при впуске, на основании того соображения, что объем выпускаемого пара в течение периода выпуска еще увеличивается, что при конденсации имеет место в более значительной степени, нежели при выпуске в атмосферу.

На основании приведенных соображений для впуска можно принять при золотниковых машинах (в золотниковом зеркале) $w = 25$ (30) до 40 м/сек; при клапанных машинах (в клапанах) $w = 35$ до 45 (50) м/сек; для перегретого пара у клапанных машин $w = 40$ м/сек; при цилиндрах низкого давления w выбирается в 1,2 до 1,3 приведенных значений.

Выпускным каналам, поскольку они не служат одновременно и впускными каналами, в поименованных местах придаются поперечные сечения:

при золотниковых машинах в 1,2 до 1,5,

при клапанных машинах в 1 до 1,2,

при примоточных машинах с выпускными щелями, распределяемыми паровым поршнем (в этих щелях) в 2 раза больше сечения впуска.

¹⁾ См. W. Schüle, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, стр. 1900.

Торможения пара вообще можно ожидать в тех случаях, когда вычисленная скорость паровой струи, в зависимости от ее направления, будет

при впуске $w_{\max} \cong$ от 50 до 60,
при выпуске $w_{\max} \cong$ от 90 до 100 м/сек.

С другой стороны, вычисленные по этим значениям $w_{\max}$ поперечные сечения

$$f_{\min} = \frac{O \cdot c}{w_{\max}} \quad (57)$$

представляют собой наименьшие поперечные сечения открытия каналов, необходимые для предупреждения торможения. Поэтому графическое изображение значений $f_{\min}$ в виде ординат на абсциссах, изображающих соответствующие пути поршня, дает так называемую кривую торможения. Так как в последнем уравнении изменяется только скорость поршня c , то эта кривая, подобно кривой потребных поперечных сечений l при бесконечной длине шатуна, будет представлять собой эллипс, или при соответственно выбранном масштабе полуэллипс. Вместо поперечных сечений на ординатах иногда откладываются только открытия каналов, как это будет приведено ниже для отдельных парораспределений.

Размеры поперечного сечения паропроводов рассчитываются по ур-нию (56), для паровыпускного трубопровода с $w =$ от 35 до 45 м/сек, причем большие значения допускаются только для коротких трубопроводов и перегретого пара, при которых требуется возможное уменьшение диаметра труб,

для паровпускного трубопровода при выпуске в атмосферу с $w =$ от 20 до 30 м/сек,

при конденсации с $w =$ от 10 до 20 м/сек,

при прямоточных машинах с $w =$ от 5 до 10 м/сек.

А. Парораспределения плоскими и поршневыми золотниками с постоянным наполнением.

§ 55. Подразделение и применение. В рассматриваемых здесь парораспределениях впуск и выпуск пара по обе стороны поршня распределяются при помощи золотника, приводимого в движение закрепленным на валу эксцентриком. Они различаются между собой только устройством золотника. Последний может представлять собой:

1) простой плоский или поршневой золотник,

2) плоский или поршневой золотник с вспомогательным каналом, а именно:

золотник Трика с двойным открытием для впуска,

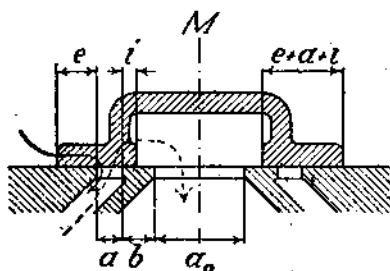
золотник Вейса с двойным открытием для выпуска ¹⁾.

Простой золотник употребляется только при небольших одноцилиндровых машинах второстепенного значения и часто прерываемой работы. Из золотников с вспомогательным открытием широкое применение нашел себе только золотник Трика, главным образом для цилиндров среднего и низкого давления машин многоступенчатого расширения. Золотник Вейса часто употребляется в качестве основного золотника парораспределений двумя золотниками.

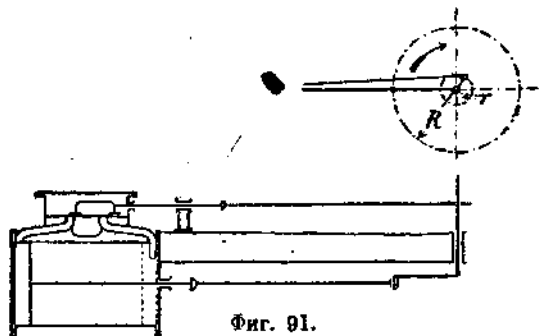
§ 56. Простой коробчатый и поршневой золотники. Размеры золотникового зеркала. На фиг. 90 изображен продольный разрез простого коробчатого золотника. Он скользит над тремя каналами, из которых оба крайних ведут во внутреннюю полость цилиндра, а средний сообщается с внешней атмосферой. Движение золотнику сообщается помощью закрепленного на главном валу эксцентрика. Так как

¹⁾ К золотникам с вспомогательным каналом принадлежат еще золотник Пенна с двойным открытием для впуска и выпуска, ранее находивший себе применение в судовых машинах, и золотник Гохвальда зав. Борзига с двойным открытием для впуска.

подобный эксцентрик представляет собой нечто иное, как кривошип с радиусом, равным эксцентricитету r , то следует всегда различать между главным кривошипом (радиусом R) и эксцентриковым кривошипом (радиусом r). Затем в нижеследующем изложении, для лучшего уяснения, постоянно предположено показанное на фиг. 91 устройство машины¹⁾, при котором сторона крышки цилиндра расположена влево, а кривошипная — вправо. Сообразно с этим смещения золотника от его среднего положения будут считаться по направлению к кривошипу — правыми или положительными, по направлению к крышке — левыми или отрицательными перемещениями или путями золотника. Наконец, все обозначения, относящиеся к кривошипной стороне цилиндра, для отличия от обозначений, относящихся к стороне крышки, снабжены верхним штрихом.

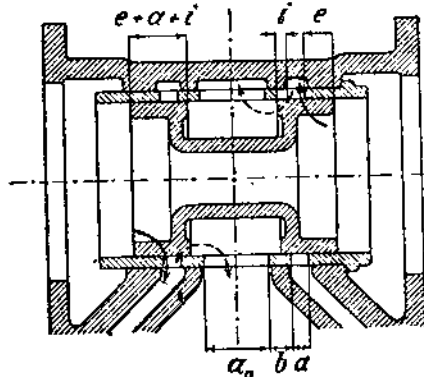


Фиг. 90.



Фиг. 91.

При среднем положении простого коробчатого золотника (фиг. 90) обе закраины или лапы золотника перекрывают боковые каналы шириной a , а именно снаружи на ширину внешней перекрыши e , а внутри на внутреннюю перекрышу i . Ширина закраины золотника составляет $e + a + i$, и через расположенный со стороны крышки канал пар будет поступать в цилиндр по направлению сплошной стрелки, когда наружный край левой лапы откроет канал, а отработавший пар будет выходить из цилиндра по направлению пунктирной стрелки, когда внутренний край левой лапы откроет канал. Впуск и выпуск пара прекращаются, как только соответствующие края закрывают канал.



Фиг. 92.

Простой поршневой золотник представляет собой тело вращения, производящая профиль которого образуется продольным разрезом простого коробчатого золотника (фиг. 92). Общими своими лапами он направляется по цилиндрически расточенному золотниковому зеркалу. Все нижесказанное относительно простого коробчатого золотника без всякого изменения может служить и для поршневого золотника.

Ширина канала a золотникового зеркала определяется из вычисленного по ур-нию (56) стр. 115, поперечного сечения канала f , а именно:

при плоских золотниках, где каналы имеют прямоугольное сечение, из ур-ния

$$a = \frac{f}{h}, \quad (58)$$

где h — длина канала; обыкновенно $h =$ от 0,65 до 0,85 D .

¹⁾ В практике различают правые и левые машины, в зависимости от того, расположено ли парораспределение справа или слева, если смотреть со стороны крышки на главный вал.

При поршневых золотниках, где отверстия каналов представляют собой кольцевые щели, в ур-нии (56), при наружном диаметре золотника d_2 , следует подставить:

$h = \pi d_2$, если отверстия не имеют перегородок,

$h = 0,66 \pi d_2$, если отверстия имеют перегородки, ширина которых принята в треть окружности. Диаметр золотника обыкновенно составляет от $d_2 = 0,4D$ до $0,7D$.

Чем больше h или соответственно d_2 , тем меньше должно быть a , и тем меньше получаются, как будет указано ниже, размеры золотника и всего парораспределения, а также ход и трение золотника, но тем труднее достигнуть плотного заπίрания золотником. В виду поименованных первых обстоятельств значение h выбирается по возможности большим.

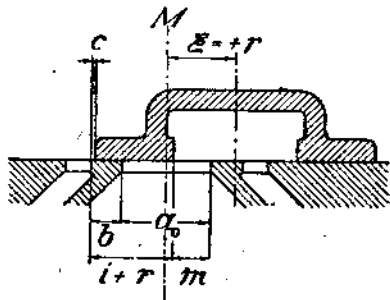
Ширина перегородок на золотниковом зеркале может быть принята $b =$ от $0,5a + 1$ до $0,5a + 1,5$ см.

Ширина a_0 среднего канала должна быть соразмерена так, чтобы золотник в мертвом своем положении (фиг. 93) оставлял бы открытым часть этого канала шириной $m \geq a$, т. е. она определяется из условия

$$b + a_0 \geq i + r + a$$

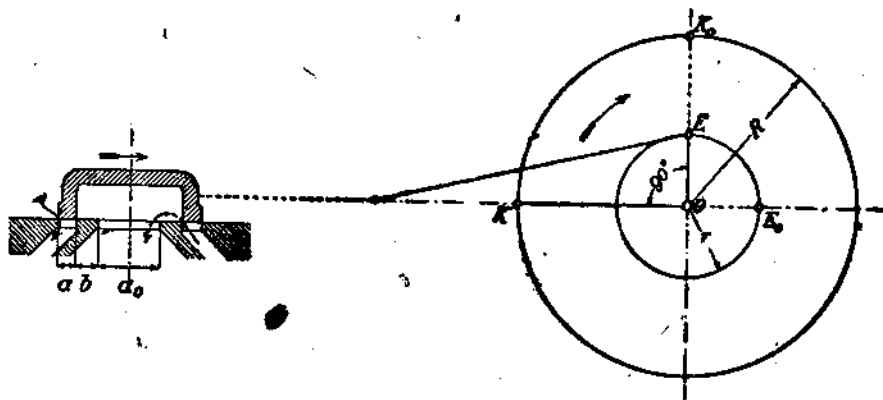
и составляет

$$a_0 \geq i + r + a - b. \quad (59)$$



Фиг. 93.

§ 57. Установка простых золотников. Положение, которое должен занимать золотник по отношению в поршню, или эксцентриковый кривошип по отношению к главному кривошипу, для достижения правильного парораспределения, легче всего может быть определено при золотнике без перекрыш (фиг. 94). Для того, чтобы свежий пар поступал за поршень, а отработавший начал выходить спереди поршня при начале его хода, этот золотник должен находиться в среднем своем положении, т. е. при бесконечно длинной эксцентриковой тяге эксцентриковый кривошип OE должен опережать главный кривошип OK по направлению вращения вала

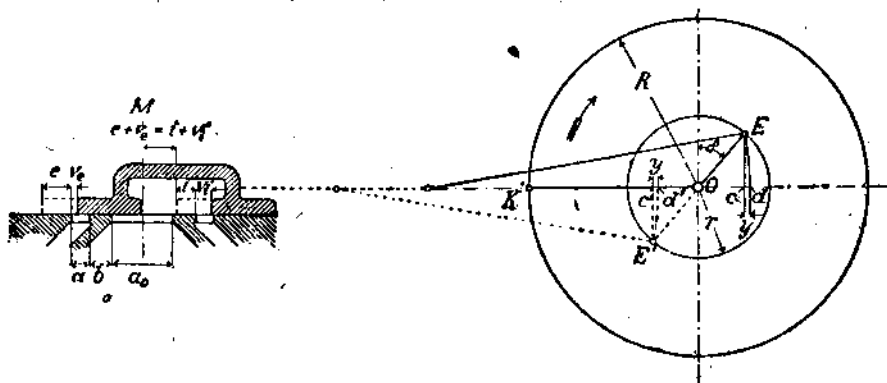


Фиг. 94.

на 90° . Если тогда, напр. на фиг. 94, поршень смещается со своего мертвого положения со стороны крышки вправо, то и золотник из среднего своего положения также перемещается вправо, давая при этом доступ свежему пару в заднюю часть цилиндра через левый канал и выпуская отработавший с кривошипной стороны пар из цилиндра через правый канал. Когда поршень приходит в среднее свое положение, т. е. когда главный кривошип при бесконечно длинной шатуне занимает положение OK_0 , то золотник приходит в свое правое мертвое положение, а эксцентриковый кривошип занимает положение OE_0 . Золотник тогда меняет направление своего движения, и он опять должен притти в среднее свое положение, когда поршень достигает своего мертвого положения со стороны кривошипа.

При наличии же на золотнике перекрыши (фиг. 95), для открывания доступа пара через левый канал и выпуска пара через правый канал при мертвом положении поршня со стороны крышки золотник уже не должен занимать среднего положения, а должен быть смещен из этого положения на величину внешней и соответственно внутренней перекрыши. Это возможно только в том случае, когда эксцентриковый кривошип опережает главный кривошип на угол больше 90° . Если затем машина должна работать с опережением впуска и выпуска, то при мертвом положении поршня каналы уже должны быть открыты на величину v_e и v_i' . Отсюда вытекает, что

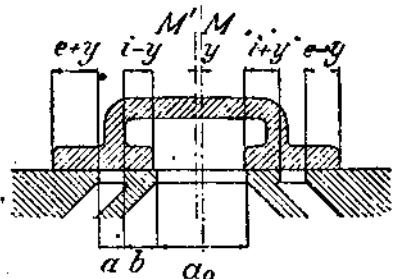
при простом золотнике с перекрышами эксцентриковый кривошип должен опережать главный на такой угол $90 + \delta$, чтобы при мертвом положении поршня золотник был смещен из среднего своего положения на величину $e + v_e = i + v_i'$ (фиг. 95).



Фиг. 95¹⁾.

Угол δ называется углом опережения; v_e называется линейным опережением впуска (или внешним опережением), а v_i' называется линейным опережением выпуска (или также внутренним опережением).

Как опережение впуска v_e , так и опережение выпуска v_i' получаются соответственно одинаковыми с обеих сторон поршня, только при пренебрежении конечной длиной l эксцентриковой тяги, так как тогда по фиг. 95 перемещение золотника $Oc = Oc'$. При принятии же в расчет этой длины тяги смещение золотника Od при мертвом положении поршня со стороны крышки будет больше Oc на величину погрешности



Фиг. 96.

$$y = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta, \quad (60),$$

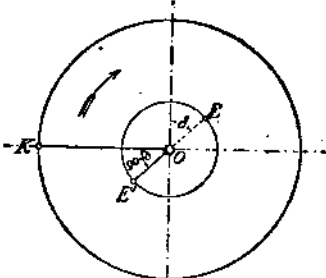
получаемую из ур-ния (39') при $r = R$, $\lambda = \frac{r}{l}$ и $\omega = 90 + \delta$, а при мертвом положении поршня со стороны кривошипа Od' будет на такую же величину меньше Oc' . Таким образом, со стороны крышки опережение впуска v_e бывает больше, а v_i' меньше соответственных опережений v_e' и v_i' со стороны кривошипа на величину $2y$.

Для получения одинакового опережения по обеим сторонам поршня необходимо устроить колебание золотника не относительно середины зеркала M (фиг. 96), а относительно плоскости M' , отстоящей от главного вала дальше M на величину y . Таким образом, снабженный одинаковой ширины лапами золотник со стороны крышки получает внешнюю перекрышку $e + y$ и внутреннюю $i - y$, а со стороны кривошипа соответственно $e - y$ и $i + y$. Установку одинаковых опережений

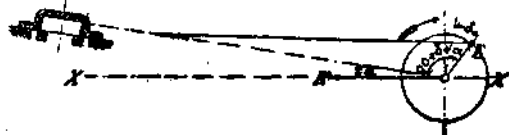
¹⁾ На фиг. 94 и 95 золотники и окружности, описываемые центром эксцентрика, начерчены в различных масштабах.

в практике производят таким образом, что поршень и главный кривошип приводят попеременно то в одно, то в другое мертвое положение, и изменяют длину эксцентриковой тяги до тех пор, пока не получатся одинаковые опережения впуска и выпуска с обеих сторон поршня. Для остальных положений золотника длиной эксцентриковой тяги, составляющей 20—40-кратный эксцентриситет r , можно пренебрегать.

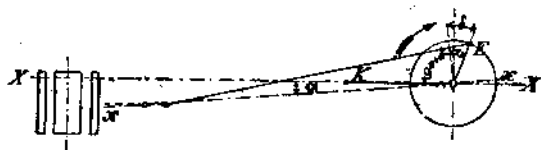
Если при помощи вложенного в золотниковые штанги рычага, направление движения золотника изменено, то эксцентрик должен быть заклинен на валу в положении диаметрально противоположном вышеуказанному. В этом случае эксцентриковый кривошип следует за главным кривошипом на угол $90 - \delta$ согласно фиг. 97, и эксцентриситет r должен быть равен по множенному на передаточное отношение рычага наибольшему перемещению золотника вправо или влево. При уклоняющемся от обыкновенного устройства положении пути золотника необходимо всегда наблюдать, чтобы при мертвом положении поршня золотник открывал канал сзади него на величину v , для прохода свежего пара и вышел из этого положения по тому же направлению, по которому движется поршень после выхода из своего мертвого положения. Таким образом,



Фиг. 97.



Фиг. 98.



Фиг. 99.

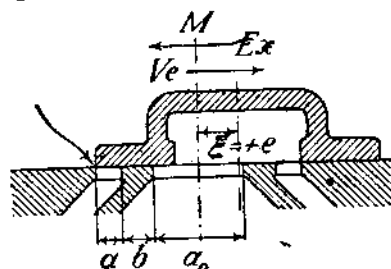
на фиг. 98, напр., где путь золотника наклонен под углом α к оси цилиндра $X-X$, эксцентриковый кривошип должен образовать с главным кривошипом угол $90 + \delta + \alpha$, а на фиг. 99, где распределительные каналы, в виду нижеприведенных соображений, смещены от центра цилиндра книзу, он должен образовать угол $90 + \delta - \alpha$, где α в последнем случае обозначает угол, образуемый осью цилиндра $X-X$ со средним положением $x-x$ эксцентриковой тяги.

В виде общего правила для обоих этих устройств следует принять: при мертвом положении главного кривошипа эксцентриковый кривошип должен образовать со средним положением эксцентриковой тяги ($x-x$ на фиг. 99) угол $90 + \delta$. При этом необходимо заметить, что на фиг. 99 ход золотника больше $2r$, составляя $\frac{2r}{\cos \alpha}$.

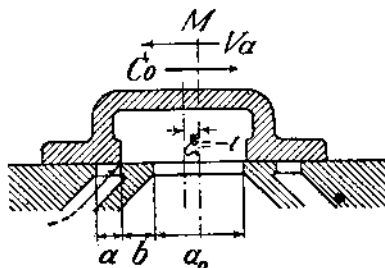
§ 58. Парораспределение простым золотником. Оба изображенных на фиг. 100 и 101 положения простого коромыслового золотника характеризуют производимое им парораспределение с задней (обращенной к крышке) стороны поршня, а именно: фиг. 100 характеризует выпуск пара, а фиг. 101—выпуск пара.

По фиг. 100 левый канал открыт для поступающего пара, и со стороны крышки начинается опережение впуска пара, когда золотник переместился из своего среднего положения вправо на величину наружной перекрышки e . Путь золотника тогда составляет $\xi = +e$ и при дальнейшем поворачивании машины возрастает; соответствующее положение главного кривошипа изображено в OV , на фиг. 102. Но при том же положении золотника, согласно фиг. 100, левый канал также закрывается для впускаемого пара, и со стороны крышки начинается расширение при возвращении золотника к среднему своему положению, так что при дальнейшем поворачивании машины путь золотника уменьшается. Пусть главный кривошип займет тогда положение OE_x (фиг. 102). Таким образом, OV и OE_x представляют собой два положения главного кривошипа для одного и того же положения золотника с той лишь разницей, что первый раз золотник приходит в это положение, выходя из среднего своего положения, а второй раз он приходит в это положение,

возвращаясь в среднее положение. Поэтому при положении кривошипа OK_0 , делящем угол V_0OE_x пополам, золотник должен находиться в правом своем мертвом положении, причем эксцентриковый кривошип должен занимать положение OE' . Затем OK_0 должна образовать с вертикалью $Y-Y$ (перпендикуляром к линии мертвых положений главного кривошипа) угол опережения δ , так как главный и эксцентриковый кривошипы всегда образуют угол $90 + \delta$.



Фиг. 100.



Фиг. 101.

Для положения золотника на фиг. 101, где золотник смещен влево от своего среднего положения на величину внутренней перекрышки i , и где путь золотника составляет $\xi = -i$, получается, что со стороны крышки с возрастанием пути золотника пар начинает выходить, т. е. начинается опережение выпуска, а при убывающем пути золотника выпуск пара прекращается, т. е. начинается сжатие. Если OV_a и OC_0 (фиг. 102) изображают соответственные положения главного кривошипа,

то при положении главного кривошипа в OK_0' , делящем угол V_0OC_0 пополам, золотник должен находиться в левом мертвом положении, а эксцентриковый кривошип в OE . Положение OK_0' с вертикалью $Y-Y$ также образует угол опережения δ .

OV_a , OE , OV_a и OC_0 образуют четыре характеристических положения главного кривошипа (см. стр. 7), определяющие собой производимое простым и корбчатом золотником парораспределение со стороны поршня, обращенной к крышке, и дающие нанесенные на фиг. 102 периоды. Для кривошипной стороны соответствующие положения главного кривошипа получаются сообразно с положениями золотника, при которых путь золотника составляет $\xi = -e$ и $\xi = +i$.

Из вышеприведенных соображений следует, что если при простом золотнике из четырех периодов парораспределения и

соответствующих им положений главного кривошипа OV_a , OE , OV_a и OC_0 три выбраны, то этим определен и четвертый. Так, напр., принятыми δ и e определяются два положения кривошипа OV_a и OE , а выбором значения i определится не только OC_0 , но и OV_a .

Затем на фиг. 102 углы поворота кривошипа E_0OV_a и C_0OV_a равны между собой. Таким образом, описываемый главным кривошипом в течение периода расширения угол равен углу, описываемому кривошипом в течение периода сжатия. Отсюда видно, что при простом золотнике большое расширение всегда сопряжено с большим сжатием.

При принятии в расчет конечной длины шатуна не трудно видеть, что простой золотник не производит одинакового парораспределения с обеих сторон поршня, так как при начале одинаковых периодов со стороны крышки и со стороны кривошипа главный кривошип образует одинаковый угол с соответствующим мертвым его положением, а следовательно, описанные поршнем пути неодинаковы. Так как при переднем и обратном ходе поршня более значительные его пути получаются при

движении со стороны крышки, то с этой стороны как наполнение, так и сжатие бывает больше, нежели с кривошипной стороны. То же самое относится к опережению впуска; опережение же выпуска, наоборот, со стороны кривошипа больше. Для уменьшения неравенства наполнения с обеих сторон поршня и неблагоприятного влияния его на равномерность скорости вращения необходимо наружную перекрышу со стороны крышки увеличить, а со стороны кривошипа уменьшить. Чем больше эта перекрыша, тем позднее золотник открывает соответствующий канал (а следовательно, тем меньше опережение впуска v_1), но тем ранее он его опять закрывает (а тем меньше, следовательно, бывает наполнение). Проще всего подобное неравенство наружной перекрыши обеих лап золотника и сопряженное с ним приблизительно одинаковое наполнение с обеих сторон поршня достигается путем удлинения золотниковой тяги, т. е. тем, что симметричного вида золотник заставляют колебаться не относительно середины зеркала, а относительно плоскости, расположенной ближе к крышке. Но при этом необходимо заметить, что это перемещение плоскости колебания, как указано было выше, влечет за собой неравенство опережения впуска v_1 , тем большее, чем больше перемещение превышает определяемое ур-нием (60) значение y , при котором сообразно с конечной длиной эксцентриковой тяги наступает одинаковое опережение впуска.

Неравенство сжатия по обеим сторонам поршня может быть смягчено тем же способом, так как с помощью приведенного перемещения золотника внутренняя перекрыша со стороны крышки уменьшается, а со стороны кривошипа увеличивается. Но и здесь с этим уравниванием связано неравенство опережений открытия v_2 в вышеприведенном смысле.

В настоящее время во многих случаях обыкновенный золотник не устанавливается на точное опережение открытия, а допускает некоторую, конечно, не слишком большую разницу, для возможности достижения указанным путем приблизительно одинаковых наполнения и сжатия. Для достижения по возможности одинакового сжатия независимо от равенства наполнения можно первое производить помощью неодинаковых внутренних перекрыш, а последнее — помощью неодинаковых внешних перекрыш или путем удлинения золотниковой тяги. Но в подобном случае золотник бывает несимметричен.

§ 59. Золотниковая диаграмма Цейнера. Для какого-нибудь произвольного положения OK_1 (фиг. 103) главного кривошипа, образующего с мертвым положением со стороны крышки угол ω , при пренебрежении конечной длиной эксцентриковой тяги, получается перемещение золотника, для которого эксцентриковый кривошип при этом расположен в OE_1 ,

$$\xi = Oa_1 = r \cdot \cos E_1 Oa_1 = + r \cdot \cos [90 - (\omega + \delta)].$$

Для соответствующего положения главного кривошипа OK_1' , образующего с мертвым положением со стороны кривошипа угол ω , получается путь золотника

$$\xi = Oa_2 = - r \cdot \cos [90 - (\omega + \delta)].$$

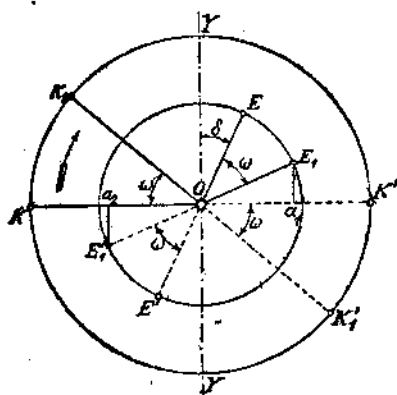
Оба эти уравнения представляют собой полярные уравнения двух кругов OD и OD' , которые имеют диаметрами эксцентриситет r (фиг. 104), и проходят через начало координат O , будучи своими радиусами наклонены к соответствующему мертвому положению кривошипа под углом $90 - \delta$. Действительно, напр., при положении главного кривошипа OK_1 , получается, как это требуется:

$$\xi = Oa_1 = r \cdot \cos [90 - (\omega + \delta)] = r \cdot \sin (\delta + \omega).$$

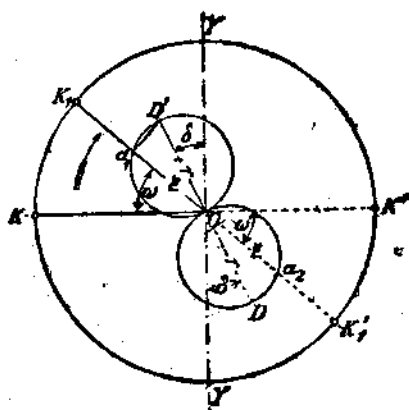
Оба эти круга называются золотниковыми кругами Цейнера, и главный кривошип при каждом своем положении отсекает на них в виде хорд расстояния, на которые золотник передвигается из своего среднего положения при бесконечной длине эксцентриковой тяги. Для показанного на чертеже направления вращения верхний (положительный) круг дает перемещения вправо, а нижний (отрицательный) — перемещения влево. Для вращения в противоположную сторону служит обратное. В зависимости от направления вращения первой половине каждого круга отрезки хорд и перемещения золотника увеличиваются, т. е. золотник удаляется от

среднего своего положения, а в течение второй половины указанные величины уменьшаются, т. е. золотник возвращается к своему среднему положению.

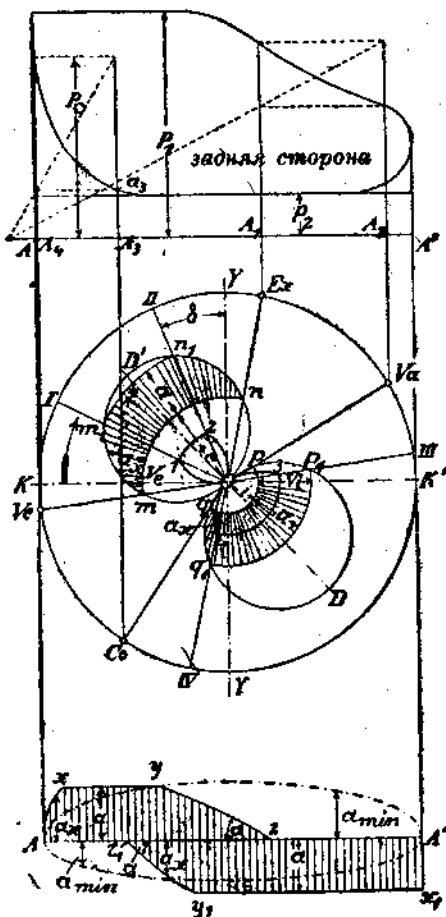
Проследив по фиг. 105 движения поршня и золотника в течение одного оборота кривошипа и описав из точки O радиусами, равными внешней перекрышке e и внутренней i , круги, по их точкам пересечения m, n и соответственно p и q



Фиг. 103.



Фиг. 104.



Фиг. 105.

с золотниковыми кругами, определяем четыре характеристических положения главного кривошипа со стороны крышки, а именно:

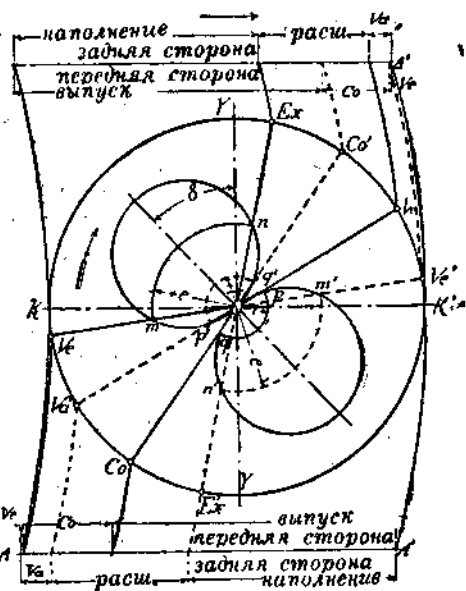
- OmV_e — начало опережения впуска; путь золотника $\xi = +e$ и возрастает; положение золотника на фиг. 100;
- OnE_e — конец впуска пара и начало расширения; путь золотника $\xi = +e$ и убывает; положение золотника на фиг. 100;
- OpV_e — начало опережения выпуска; путь золотника $\xi = -i$ и возрастает; положение золотника на фиг. 101;
- OqC_0 — конец выпуска и начало сжатия; путь золотника $\xi = -i$ и убывает; положение золотника на фиг. 101.

При помощи этих четырех положений главного кривошипа на верхней горизонтальной прямой AA' (фиг. 105) определены соответствующие им положения поршня A_4, A_1, A_2 и соответственно A_3 для бесконечной длины шатуна. По этим положениям поршня при данном давлении впуска и выпуска можно построить индикаторную диаграмму. Так как здесь постоянно рассматривается только отношение описываемого поршнем пути ко всему ходу поршня, то радиус описываемого парфой главного кривошипа круга может быть выбран произвольным (лучше всего 50 мм).

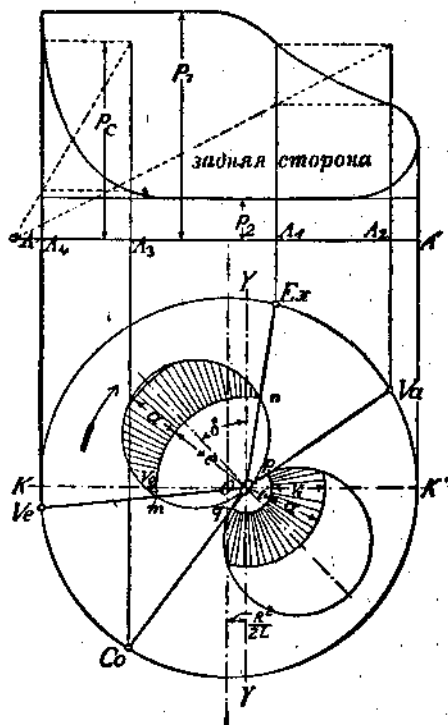
Дальнейшие замечательные положения главного кривошипа получаются на золотниковой диаграмме Цейнера при помощи описанных из центра O радиусами $+(e+a)$ и $-(i+a)$ (где a = ширине канала) кругов. Точки пересечения m_1, n_1 и соответственно p_1, q_1 определяют собой, напр., положения:

Om_1I , при котором левый канал совершенно открыт для впуска со стороны крышки,
 Oq_1IV , при котором левый канал начинает закрываться для выпуска со стороны крышки, и т. д.

Кроме того каждое положение главного кривошипа отсекает на заштрихованных площадях mm_1n_1n и pp_1q_1q отрезок a_x , на который левый канал при каждом данном положении кривошипа открыт для впуска или выпуска пара. При мертвом положении OK со стороны крышки, напр. $a_x = v$, т. е. опережению впуска, а при мертвом положении OK' получается $a_x = v$, т. е. опережению выпуска со стороны крышки. Нанося от точки O на различных положениях главного кривошипа соответствующие им открытия a_x , получаем обе круговых площади впуска и



Фиг. 106.



Фиг. 107.

выпуска 0120 и 0340; наоборот, значения a_x , отложенные в виде ординат над соответствующими положениями поршня, дают кривую впуска $Axuz$ и кривую выпуска $A'x_1y_1z_1$ со стороны крышки (см. фиг. 105 внизу). Чем больше угол α на этих кривых, тем быстрее происходит закрытие канала. Наконец, изображенные пунктирно-штриховыми линиями эллипсы изображают собой кривые торможения (см. стр. 112). Ординаты этих кривых при $f_{min} = a_{min} \cdot h$ изображают собой получаемые из ур-ния (57) наименьшие открытия,

$$a_{min} = \frac{O \cdot c}{h \cdot w_{max}},$$

потребные при каждом данном положении поршня для избежания торможения. Эти значения, согласно ур-ниям (40)–(42), стр. 89, получаются путем умножения постоянного множителя

$$K = \frac{O \cdot v}{h \cdot w_{max}} = \frac{\pi \cdot O \cdot c_m}{2h \cdot w_{max}} \quad (61)$$

(в выбранном масштабе) на значение табл. на стр. 91. Относительно значения w_{max} см. стр. 112, а относительно h см. стр. 114.

Для кривошипной стороны четыре характеристических положения главного кривошипа определяются точками пересечения m' , n' и p' , q' кругов e и i с нижним и соответственно верхним золотниковыми кругами. На фиг. 106 эти положения $Om'V_e'$, $On'E_e'$, $Op'V_e'$ и $Oq'C_o'$ нанесены в виде пунктирных линий, и вместе с тем на верхней и нижней прямых по способу Шорха (см. стр. 86) определены периоды парораспределения для обеих сторон поршня при конечной длине шатуна. Из этой диаграммы видно, что наполнение, сжатие и опережение выпуска больше со стороны крышки, а опережение выпуска больше со стороны кривошипа, как это было указано на стр. 119.

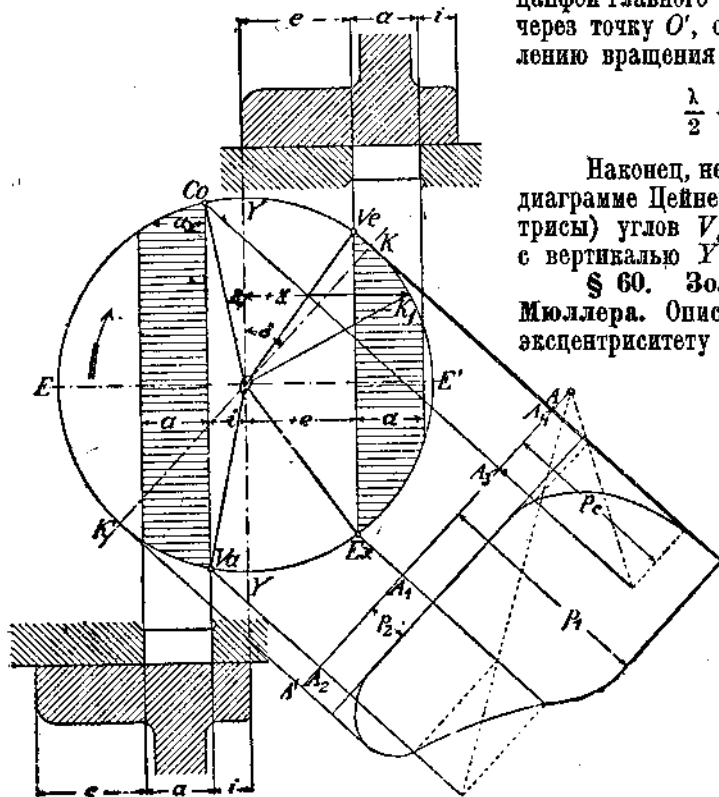
Если при определении периодов парораспределения желательнее принять в соображение конечную длину шатуна по способу Брикса (стр. 87), то золотниковые круги и их диаметры должны быть проведены не через центр O круга, описываемого цапфой главного кривошипа, а по фиг. 107 через точку O' , отстоящую от O по направлению вращения кривошипа на расстояние

$$\frac{\lambda}{2} \cdot R = \frac{R^2}{2L}.$$

Наконец, необходимо заметить, что на диаграмме Цейнера средние линии (биссектрисы) углов $V_e'OE_e'$ и $V_e'OC_o'$ образуют с вертикалью $Y-Y'$ угол опережения δ .

§ 60. Золотниковая диаграмма Мюллера. Описанный радиусом, равным эксцентриситету r , круг (фиг. 108) на

этой диаграмме служит как для эксцентрикового, так и для главного кривошипа. Мертвые положения первого изображаются горизонталями OE и OE' , а последнего направлены по прямой KOK' , образующей с $E'OE$ угол $90 + \delta$, равный углу между эксцентриковым и главным кривошипами. Пренебрегая конечной длиной эксцентриковой тяги, получают для какого-нибудь положения OK_1 главного кривошипа перемещение зо-



Фиг. 108.

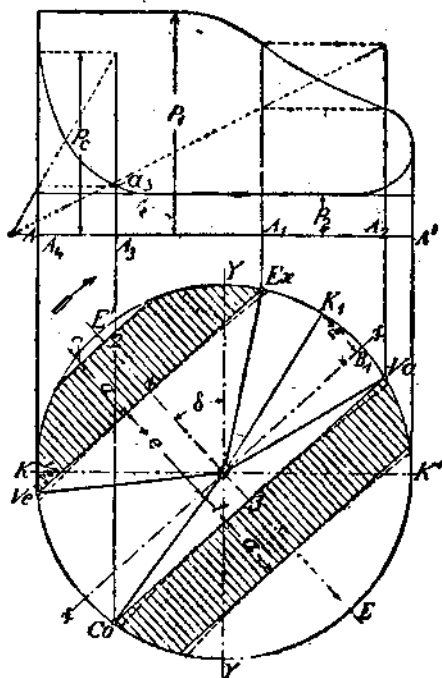
лотника ξ на горизонтали K_1B_1 , которое считается положительным, если расположено вправо, и отрицательным, если расположено влево от вертикали $Y-Y'$. Положения поршня проектируются на прямую KK' или на параллельную ей прямую AA' .

Для определения на диаграмме четырех характеристических положений главного кривошипа для парораспределения со стороны крышки необходимо провести вертикали на расстояниях $+e$ и $-i$ от $Y-Y'$ и найти точки их пересечения V_e и E_e и соответственно V_e и C_o с кругом кривошипа. Тогда получаются, как и прежде,

- OV_e — положение главного кривошипа для начала опережения впуска,
- OE_e — положение главного кривошипа для начала расширения,
- OV_e — положение главного кривошипа для начала опережения выпуска,
- OC_o — положение главного кривошипа для начала сжатия.

Проведенные на расстояниях $+(e+a)$ и $-(i+a)$ от $Y-Y'$ вертикали (подобно соответствующим кругам на диаграмме Цейнера) дают обе заштрихованные

Если представим себе диаграмму Мюллера, повернутую влево на угол $90 + \delta$, то получим золотниковую диаграмму, известную под названием диаграммы Мюллера Рело и показанную на фиг. 109. Она отличается от предыдущей только тем, что пути поршня здесь должны измеряться по горизонтали KK' или параллельной ей прямой AA' , а пути золотника, наоборот, по наклоненной к вертикали $Y - Y$ под углом опережения δ прямой EE' , причем положительные пути золотника



расположены выше, а отрицательные — ниже перпендикуляра $x - x'$ к прямой EE' . Для положения кривошипа, напр. OK_1 , отрезок $K_1B_1 = \xi$ будет положительный путь золотника. Все остальное получается, как и выше. Так как мертвые положения главного кривошипа здесь расположены горизонтально, то делящая пополам углы V_1OE_1 и V_2OC_2 прямая EOE' опять должна образовать с вертикалью угол оперения δ , а следовательно, с мертвыми положениями главного кривошипа угол $90 - \delta$.

123

наполнение и сжатие и колеблющегося относительно плоскости M' вне середины золотникового зеркала.

В диаграмме Мюллера весьма простым способом может быть принято в расчет влияние конечной длины эксцентриковой тяги. По способу Шорха на фиг. 109 вместо

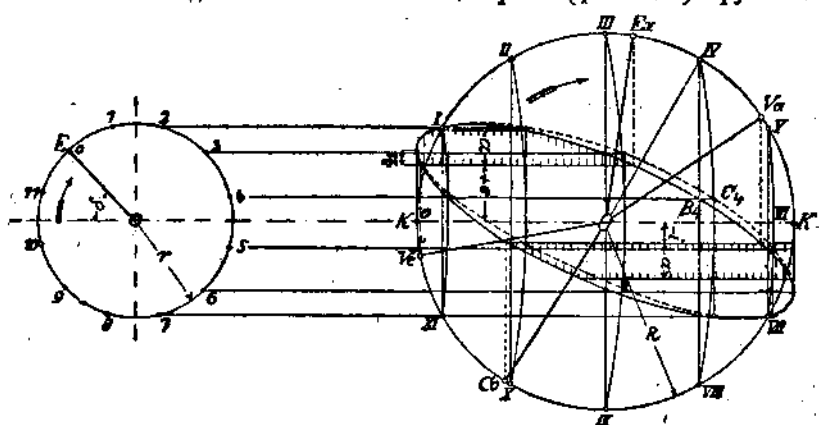
прямых $E_x V_a$, $C_0 V_a$ и т. д. на расстоянии e и соответственно i описаны показанные пунктиром дуги кругов радиусом, равным длине эксцентриковой тяги (в выбранном масштабе), из центров, лежащих на продолжении прямой EE' . Точки пересечения этих дуг с кругом главного кривошипа дают положения главного кривошипа OV_a , OE_x , OV_a и OC_0 .

На фиг. 111 приняты в расчет по способу Брисса не только конечная длина шатуна, но также и эксцентриковой тяги. Здесь центр O'' золотникового круга расположен на расстояниях

$$OO' = \frac{\lambda}{2} R = \frac{R^2}{2L} \text{ и } O'O'' = \frac{r^2}{2l}$$

от центра круга главного кривошипа, радиус которого (произвольный) для большей ясности чертежа выбран больше радиуса золотникового круга. Если не имеется в виду установки золотника на равные опережения впуска, то обыкновенно можно отказаться от принятия в расчет конечной длины эксцентриковой тяги; она принимается в расчет только для $l < 10 r$ до $15 r$.

§ 61. Золотниковый эллипс. Наносит пути золотника ξ в виде ординат к соответствующим положениям поршня, а именно: положительные значения вверх и отрицательные — вниз от оси абсцисс, и пренебрегая конечной длиной шатуна и эксцентриковой тяги, находим в виде золотниковой диаграммы эллипс. Для построения этого эллипса делают описанный из центра O (фиг. 112) круг эксцентрико-



Фиг. 112.

вого кривошипа, начиная от точки E , и описанный из центра O круг главного кривошипа от точки K на одинаковое число равных частей и помощью проведенных через точки $O, I, 2, 3 \dots$ первого круга горизонталей проектируют эти точки на вертикали, проведенные через точки O, I, II, III второго круга. При принятии в расчет конечной длины шатуна по способу Шорха (стр. 86) получается показанная пунктиром на фиг. 112 кривая. Например, для положения кривошипа $O IV$ точки

B_4 и C_4 представляют собой соответственно точки сплошной и пунктирной кривых. При помощи проведенных на расстояниях $+e$ и $-i$ горизонталей опять получаются четыре характеристических положения главного кривошипа OV_1 , OE_1 , OV_2 и OC_2 для парораспределения со стороны крышки. Проведенные на расстояниях $+(a+e)$ и $-(i+a)$ горизонталей дают себе заштрихованные на фиг. 112 площади, на которых перпендикуляры через каждое положение поршня отсекают соответствующие откаты a_1 канала со стороны крышки. Все остальное получается так же, как и на предыдущих диаграммах.

§ 62. Проектирование обыкновенных золотников. Размеры этих золотников обыкновенно определяются сообразно индикаторной диаграмме машины. Помимо большей частью задаваемого наполнения, по определяемым четырема характеристическими положениями главного кривошипа периодам парораспределения сперва выбирают опережение выпуска (здесь часто меньше, нежели указано на стр. 24). Этим, как объяснено ниже, определяют угол опережения δ и отношение внешней перекрыши e к ширине канала a . Установивши согласно сказанному на стр. 24 третий период парораспределения — большей частью опережение выпуска, тем самым определяют продолжительность четвертого периода — периода сжатия, а также внутреннюю перекрышу i . Затем при помощи построенной диаграммы определяют, не требуется ли каких-либо изменений в том или другом периоде, каким путем они могут быть произведены и какое влияние они имеют на остальные периоды.

Удобнее всего для применения этого способа пользоваться диаграммой Мюллера Рело. Для этой цели по фиг. 109, стр. 123, следует только произвольным радиусом OK (лучше всего 50 мм) описать круг главного и эксцентрикового кривошипов и определить положения поршня A_1 , A_2 и A_3 , вместе с положениями главного кривошипа OE_1 , OV_1 и OV_2 , соответствующие данному положению, а также выбранным опережениям выпуска и выпуска. Затем биссектриса OE' угла VOE_1 образует с вертикалью $Y-Y$ угол опережения δ , а линия, соединяющая точки V_1 и E_2 , дает линию e . Параллельная последней через точку V_2 дает линию i и положение главного кривошипа OC_2 для начала сжатия. От соответствующего положения поршня A_2 может быть построена и проверена кривая сжатия¹⁾, по которой определяется, имеет ли конечное давление p_c достаточную и требуемую величину. Наконец, выбравши соответствующий ширине канала a отрезок 1—2 так, чтобы остался еще небольшой отрезок с для перебега золотника, путем сравнения величины отрезка 1—2 с вычисленной по стр. 114 шириной канала a , получаем масштаб диаграммы, и при его посредстве — действительные величины r , e , i , v_1 и v_2 . Значение v_2 должно по возможности оставаться в пределах между 0,2а и 0,3а.

Из диаграммы также вытекает, как следует поступать в том случае, когда тот или другой период не имеет требуемой или допускаемой величины и должен быть изменен. При слишком малом, например, сжатии положение кривошипа OC_2 на фиг. 109 необходимо больше уклонить вправо. При измененном наполнении это может быть достигнуто путем уменьшения опережения выпуска, или путем увеличения опережения выпуска, или же путем одновременного изменения обоих этих значений в указанном направлении. Но путем уменьшения опережения выпуска увеличивается внутренняя перекрыша i и уменьшается линейное опережение v_1 , между тем как увеличение опережения выпуска при неизменном наполнении обуславливает собой увеличение угла опережения и линейного опережения v_2 . Таким образом, увеличение сжатия может быть достигнуто противоположными способами. У паровых машин с конденсацией следует отказаться от достижения достаточно высокого конечного давления сжатия при помощи простых золотников, так как при этом получается слишком большая продолжительность периода сжатия, которая не может быть приведена в соответствие с остальными периодами. Точно так же обыкновенный золотник не может служить для значительного расширения, т. е. малого наполнения, так как оно может быть достигнуто только путем увеличения значений δ , r и e , которые в свою очередь обуславливают большую работу трения золотника и связаны с большим сжатием и значительным опережением выпуска.

¹⁾ Политрона $p \cdot v^n = \text{const.}$

При помощи диаграммы Пейнера размеры проектируемого золотника могут быть определены подобным же образом. Для этой цели после определения обоих положений главного кривошипа OE_x и OV_x на биссектрисе угла V_xOE_x (фиг. 105, стр. 120) чертят круг произвольного диаметра OD' . Точки пересечения этого круга с OV_x и OE_x дают круг e , а выбранный перебег $s = D'/2$ определяет собой также круг $(e + a)$. Отрезок a по отношению к вычисленной ширине канала опять определяет собой масштаб чертежа и действительные величины r , e и т. д.

После определения этим способом размеров золотника рекомендуется определить производимое им распределение пара по обеим сторонам поршня с принятием в расчет конечной длины шатуна и затем исследовать индикаторную диаграмму (см. фиг. 106, стр. 121, а также фиг. 110, стр. 123), где применен частью способ Шорха и частью способ Брикаса.

Если, наконец, желательнее помощью золотника достигнуть приблизительно одинакового наполнения и одинакового сжатия с обеих сторон поршня за счет неодинакового опережения открытия, то необходимо прибегнуть к пробному способу и производить колебание золотника относительно плоскости вне середины золотникового зеркала. Диаграмма, вычерченная с e и i , а также e' и i' , тогда укажет, насколько достигнуто желаемое приближение.

Эксцентриситет прежде большей частью принимался $r = a + e$; золотник тогда целиком открывает впускной канал при угле $90^\circ - \delta$ с мертвым положением, но тотчас же начинает его опять закрывать. В настоящее время для достижения полного открытия канала еще при большем угле, нежели $90^\circ - \delta$, а также для быстрого открывания и закрывания канала, делают эксцентриситет больше, а именно

$$r = e + a + s, \quad (62)$$

где s — перебег, на который золотник в мертвом своем положении (фиг. 93, стр. 115) переходит через внутренний край того или другого бокового канала. Но при этом необходимо принять в соображение, что с возрастанием s увеличиваются размеры и работа трения золотника. Обыкновенно s составляет только 0,1 до 0,2 a .

Уравнение (63) вместе с приведенным на стр. 119 выражением для пути золотника

$$\xi = r \cdot \sin(\delta + \omega) \quad (63)$$

служит также для вычисления некоторых размеров золотника, если принять в соображение, что

для начала расширения ($\omega = \omega_1$) и для опережения впуска ($\omega = \omega_4$) $\xi = e$,
 для начала опережения впуска ($\omega = \omega_3$) и для сжатия ($\omega = \omega_2$) $\xi = i$,
 для мертвого положения ($\omega = 0$) $\xi = e + v$, и т. д.

При этом значение ω всегда должно считаться от опережающего мертвого положения главного кривошипа.

§ 63. Пример проектирования простого золотника. Требуется определить размеры простого коробчатого золотника, дающего около 60% наполнения, для паровой машины с выпуском в атмосферу $D = 0,2$, $S = 0,3$ м и $n = 200$. Давление впускаемого пара $p_1 = 7,5$ атм.

При одностороннем поршневом штоке полезная площадь поршня составит

$$O = 20^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cong 314 \text{ см}^2.$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,3 \cdot 200}{30} = 2 \text{ м/сек.}$$

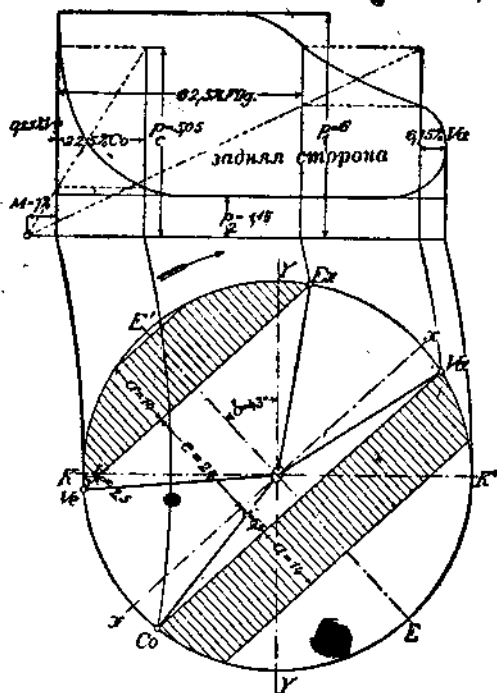
Потребное поперечное сечение канала по уравнению (56), стр. 112, для $w = 35$ м/сек составит

$$f = \frac{314 \cdot 2}{35} = 18 \text{ см}^2.$$

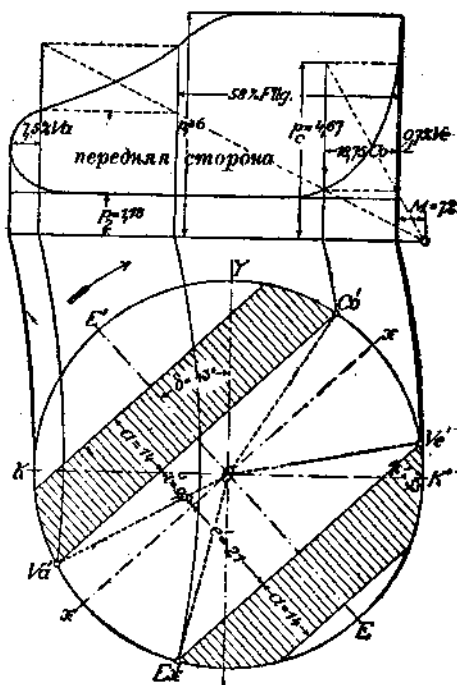
При длине канала $h = 0,65 \cdot 20 = 13$ см ширина канала по уравнению (58) составит

$$a = \frac{18}{13} \cong 1,4 \text{ см.}$$

Если выбрать для парораспределения опережение впуска только 0,5%, то при желаемом наполнении 60% и основании диаграммы $AA' = 50$ мм (фиг. 109, стр. 123), получится $AA_4 = 0,25$ и $AA_1 = 30$ мм. Затем соответствующие положения главного кривошипа OV_1 и OE_1 путем деления пополам угла V_1OE_1 дают прямую OE' , образующую с вертикалью угол $\delta = 43^\circ$. Линия, соединяющая точки V_1 и E_1 , образует собой линию e диаграммы Мюллера-Рело. Принимая опережение выпуска в 7,5% и значение $A'A_2 = 3,75$ мм и нанося соответствующее положение главного кривошипа OV_2 , проводим через V_2 параллельную к V_1E_1 , которую определяют линия i и положение главного кривошипа OC_0 в начале сжатия.



Фиг. 113.



Фиг. 114.

Затем из диаграммы получаются размеры золотника, если примем точку 2 на прямой OE' так, чтобы для золотника оставался еще переberg c . На фиг. 109 принято значение $1-2 = 9$ мм. Это расстояние соответствует вышенайденной ширине канала $a = 14$ мм, так что получается масштаб фигуры в $9/14$ натуральной величины. Поэтому получаются:

$$\text{эксцентриситет } r = OK \cdot \frac{14}{9} = 25 \cdot \frac{14}{9} \cong 39 \text{ мм;}$$

$$\text{наружная перекрыша } e = OI \cdot \frac{14}{9} = 14,5 \cdot \frac{14}{9} \cong 22,5 \text{ мм;}$$

$$\text{внутренняя перекрыша } i = OZ \cdot \frac{14}{9} = 5 \cdot \frac{14}{9} \cong 8 \text{ мм;}$$

$$\text{переberg } c = r - (e + a) = 39 - (22,5 + 14) = 2,5 \text{ мм;}$$

$$\text{линейное опережение впуска } v_1 = r \cdot \sin \delta - e \cong 4 \text{ мм;}$$

$$\text{линейное опережение выпуска } v_2 = a = 14 \text{ мм.}$$

По фиг. 110, стр. 123, имеющей для рассматриваемого золотника одинаковый масштаб, как на фиг. 109, можно по способу Брикса определить продолжительность

отдельных периодов парораспределения с принятием в расчет конечной длины шатуна. Получается:

	Со стороны крышки около	Со стороны кривошипа около	Разность около
Наполнение	65	55,5	9,5%
Сжатие	24	17,5	8,5%
Опережение впуска	0,55	0,35	0,2%
выпуска	6	8,5	2,5%

Линейное опережение v , при принятии в расчет конечной длины эксцентриковой тяги, различается только на двойную величину погрешности в уравнении (60) стр. 116, которая для $\lambda = 23$ составляет

$$y = \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{23} \cos^2 43 \approx 0,45 \text{ мм.}$$

Заставляя симметричный золотник колебаться относительно плоскости M' (фиг. 115), отстоящей от середины золотникового зеркала цилиндра на $z = 1,5$ мм, найдем внешнюю и внутреннюю покрыви:

со стороны крышки

$$e = 22,5 + 1,5 = 24 \text{ мм,}$$

$$i = 8 - 1,5 = 6,5 \text{ мм;}$$

со стороны кривошипа

$$e' = 22,5 - 1,5 = 21 \text{ мм,}$$

$$i' = 8 + 1,5 = 9,5 \text{ мм.}$$

При этом по диаграммам на фиг. 113 и 114 получается следующее парораспределение:

	Со стороны крышки около	Со стороны кривошипа около	Разность около
Наполнение	62,5	58	4,5 %
Сжатие	22,5	18,75	3,75%
Опережение впуска	0,25	0,7	0,45%
выпуска	6,75	7,5	0,75%

Линейное опережение впуска, при пренебрежении конечной длиной эксцентриковой тяги, составляет:

со стороны крышки

$$v_s = r \cdot \sin 43^\circ - e = 2,6 \text{ мм,}$$

со стороны кривошипа

$$v_s' = r \cdot \sin 43^\circ - e' = 5,6 \text{ мм,}$$

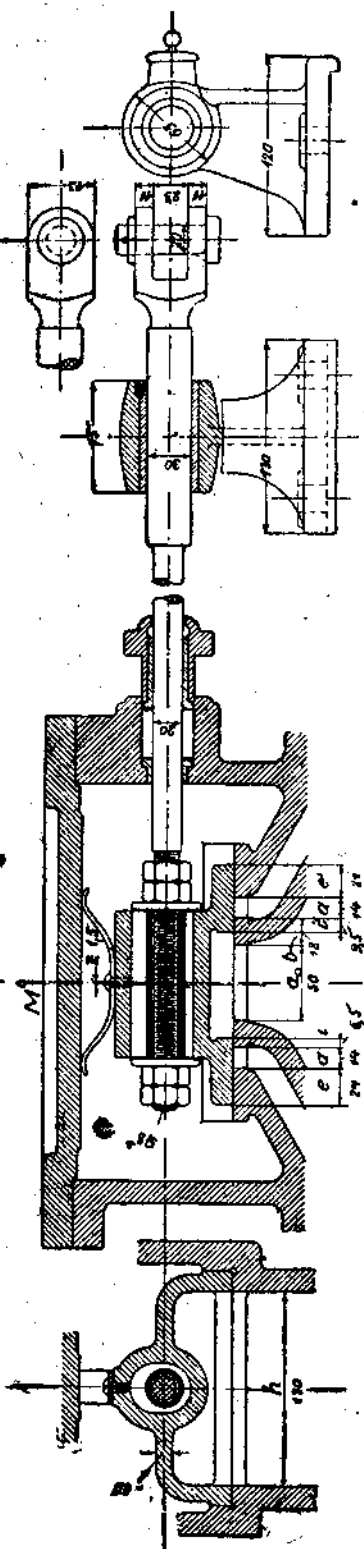
а при принятии в расчет конечной длины эксцентриковой тяги получается:

$$v_s = 2,6 + y = 2,6 + 0,45 = 3,05 \text{ мм,}$$

$$v_s' = 5,6 - y = 5,6 - 0,45 = 5,15 \text{ мм.}$$

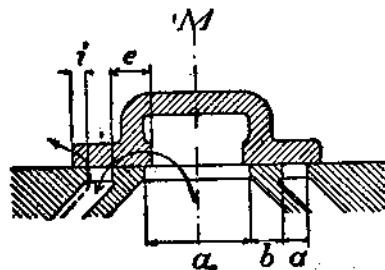
Линейное опережение выпуска остается по обе стороны поршня по $v_i = a = 14$ мм. Ширина перегородки (или простенка) $b = 0,5a + 11 \text{ см} = 18 \text{ мм}$. Ширина выпускного канала по уравнению (59), стр. 115, составляет $a_0 \approx 9,5 + 39 + 14 - 18 = 50 \text{ мм}$.

Фиг. 115. Парораспределение к горизонтальной машине без конденсации $D = 0,2$, $S = 0,33$ м, $n = 150$.



Построенные по приведенным условиям индикаторные диаграммы изображены на фиг. 113 и 114 для масштаба сил $1 \text{ ат} = 5 \text{ мм}$. Конечное давление сжатия по политропе с $n = 1,2$ получается со стороны крышки $p_2 = 6,06$, а со стороны кривошипа $p_1 = 4,96 \text{ ат}$, т. е. достаточно ниже давления выпуска p_1 .

§ 64. Простые золотники с внутренним впуском и золотники с отрицательной внутренней перекрышкой. До сих пор принималось, что выпуск пара отсекается внешним краем, а выпуск — внутренним краем золотника. При поршневых золотниках употребляется также обратное устройство по фиг. 116, при котором перекрышка e расположена внутри, а i — снаружи. Так как пар поступает изнутри, то подобный золотник называется золотником с внутренним впуском. Золотниковая коробка бывает наполнена отработавшим паром, и сальники золотникового штока должны быть уплотнены только против этого давления; это свойство делает подобные золотники особенно удобными для перегретых паров высокого давления. Для правильного парораспределения подобный золотник, очевидно, постоянно должен двигаться по противоположному направлению относительно золотника с наружным впуском. Эксцентрик при мертвом положении главного кривошипа со стороны крышки должен быть заклинен по направлению OE' на фиг. 97, стр. 117, а на диаграммах направления движения должны быть взаимно заменены, так что, например, на диаграмме Цейнера верхний золотниковый круг служит для отрицательных путей золотника влево, а нижний — для положительных путей вправо, между тем как в диаграмме Мюллера-Рело (фиг. 109, стр. 123) положительные пути поршня теперь расположены слева под, а отрицательные — слева над перпендикуляром xx в $E'E$. При установке золотника на равные опережения открытия он должен колебаться около среднего положения, которое на величину y (см. стр. 116) отстает от середины зеркала в сторону кривошипа.



Фиг. 116.

Выравнивание наполнения и сжатия с обеих сторон поршня при золотнике с внутренним впуском пара может быть произведено не только помощью неодинаковых перекрыш, но также и путем укорочения тяги l . При принятии в расчет последней прямые e, e', i и i' , по способу Шорха, должны быть заменены кругами радиусом l ; но центры этих кругов расположены с противоположной стороны по отношению золотников с наружным впуском пара по фиг. 109, стр. 123.

На фиг. 117 приведена подобная диаграмма, построенная для длины эксцентриковой тяги $l = 7r$, и согласно этой диаграмме вместо периодов парораспределения при $l = \infty$ пунктиром показанных прямых e, e', i и i' получаются следующие периоды парораспределения:

	Наполнение	Сжатие	Опережение впуска	Опережение выпуска
$l = 7r$	Сторона крышки . . .	63	20,5	0,16
	Сторона кривошипа . .	59	19,2	0,9
	Разность	4	1,3	0,74
$l = \infty$	Сторона крышки . . .	65,5	23,0	0,8
	Сторона кривошипа . .	54,5	17,3	0,4
	Разность	11	5,7	0,4

Отсюда видно, что наполнение, сжатие и выпуск по обеим сторонам поршня сближаются путем укорочения эксцентриковой тяги, но при этом разница в опережении впуска увеличивается; следовательно, сближение первых и здесь возможно только в известных пределах.

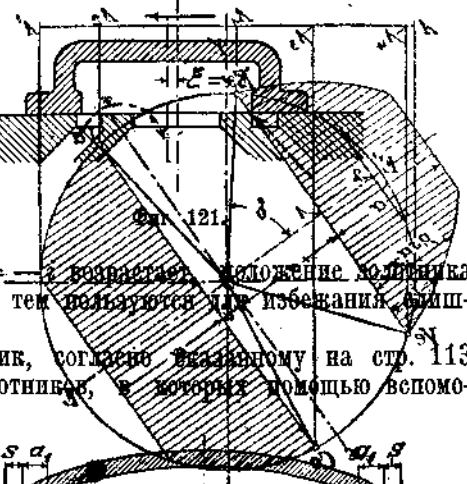
На фиг. 118 эта же диаграмма построена по способу Брикса. Здесь

$$OO' = \frac{\lambda}{2} \cdot R = \frac{R^2}{2L} \text{ и } O'O'' = \frac{r^2}{2l};$$

но O'' здесь, в противоположность фиг. 111, стр. 124, расположена выше O' .

поршня заметные, обладает той особенностью, что в течение полного хода поршня временами обе стороны поршня одновременно соединяются с оральным каналом. Это одновременное соединение, например в течение переднего хода, начинается тогда, когда со стороны крышки начинается опережение выпуска (значение $\xi = +1$ убывает, положение золотника по фиг. 120) и прекращается при начале обратного хода (значение $\xi = -1$ убывает, положение золотника по фиг. 120) и прекращается при начале обратного хода (значение $\xi = -1$ убывает, положение золотника по фиг. 120).

Вспомогательный канал, расположенный в поршне, имеет такое же устройство, как и основной канал. Он также открывается и закрывается золотником. Его ширина, как и ширина основного канала, определяется шириной золотника. Он предназначен для того, чтобы обеспечить подачу топлива в цилиндр в том случае, когда основной канал закрыт.



Золотник, который управляет этими каналами, имеет сложную форму. Он должен быть достаточно прочным, чтобы выдерживать давление топлива, и достаточно легким, чтобы быстро открываться и закрываться. Его конструкция обеспечивает точное совпадение с седлом и герметичность при закрытии.



На фиг. 122 изображен золотник, который управляет вспомогательным каналом. Он имеет такую же конструкцию, как и золотник для основного канала, но его размеры и форма могут отличаться в зависимости от требований к системе.



При одинаковой скорости открытия и закрытия канала, наоборот, его эксцентриситет, а следовательно, его размер и работа трения будут меньше, нежели при отсрочке открытия и задержке закрытия. Это происходит из-за того, что в первом случае канал открывается и закрывается быстрее, что приводит к меньшему трению и износу.

Вспомогательный канал, расположенный в поршне, имеет такое же устройство, как и основной канал. Он также открывается и закрывается золотником. Его ширина, как и ширина основного канала, определяется шириной золотника.

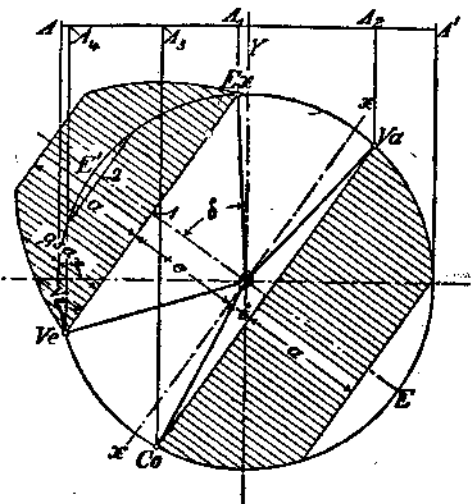
поперечное сечение вспомогательного канала $0,5 f$,
 ширину этого канала при вылете $a_1 = 0,5 + a_2 + a_3$,
 ширину боковых каналов цилиндра на зеркале $a + s$,
 ширину наружных площадей зеркала a цилиндра, для возможности открытия
 среднего канала при пути $s_2 = s$

отсюда видно, что ширина канала должна быть такой, чтобы обеспечить подачу топлива в цилиндр в том случае, когда основной канал закрыт. Это достигается за счет правильного выбора ширины канала и золотника.

Угол опережения δ и перекрыши e и i определяется как и при обыкновенном золотнике. Эксцентриситет принимается

$$r = e + a_1 + c. \quad (65)$$

При значении $r = e + a_1$ ($c = 0$) открывание и закрывание впуска происходит не лучше, открывание и закрывание выпуска—даже хуже, нежели при обыкновенном золотнике. Необходимо также иметь в виду, что для полного открытия канала для выпуска всегда должно быть $r > a + i$.



Фиг. 124.

таким образом, что при среднем своем положении он открывает оба боковых канала цилиндра. При таком устройстве при каждом ходе поршня в течение короткого времени обе стороны поршня сообщаются между собой, и вследствие сопряженного с этим сообщением перепуска пара со стороны поршня с более высоким давлением на сторону поршня с более низким давлением в течение этого времени происходит уравнивание давлений. Если w и w' означают искомые открытия канала при среднем

положении, то, например, при переходе золотника справа влево перепуск начинается по описанной золотником пути $\xi = +w'$ и прекращается по прохождении им пути $\xi = -w$. При обратном движении происходит обратное. Таким образом, на золотниковой диаграмме фиг. 126, где вокруг O начерчены круги радиусами w и w' , положения, проходящие через 1 и 2 и соответственно 1' и 2' главного кривошипа, определяют собой продолжительность перепуска. Соответствующие положения OV и OVI , а также OV' и OVI' приходятся в период расширения по одной, а в период сжатия по другой стороне поршня. Если p' и p'' —давления пара по обе стороны поршня, $S_0 + S'$ и $S_0 + S''$ —соответствующие описанные поршнем объемы при начале перепуска, то в конце последнего, вследствие уравнивания давлений, получается давление, которое приблизительно определяется из уравнения

$$p_x (S_0 + S' + S_0 + S'') = p' (S_0 + S') + p'' (S_0 + S'')$$

и составляет

$$p_x = \frac{p' (S_0 + S') + p'' (S_0 + S'')}{S + 2S_0};$$

при полном уравнивании давлений оно имеет одинаковую величину по обеим сторонам поршня.

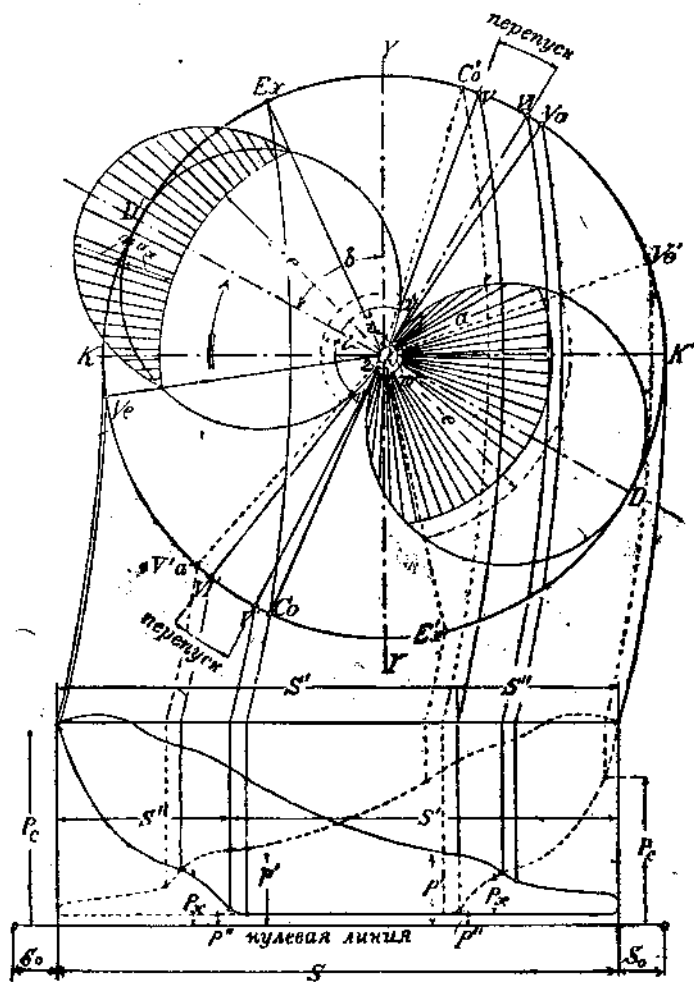
Если перепуск, как приведено выше, должен происходить в период сжатия по одной и в период расширения по другой стороне поршня, то ширина перепускных щелей w и w' при среднем положении золотника должна быть меньше соответствующих внутренних перекрыш i и соответственно i' . Для точного определения w и w' строят кривую сжатия обратно от желательного конечного давления сжатия p_c (фиг. 126) и находят соответствующее положению главного кривошипа $^{\circ}OVI$ положение поршня, чем и определяется p_c . Затем пробным путем отыскивают соответствующее положению кривошипа OV положение поршня до тех пор, пока при полученных значениях p' , S' и S'' и выбранном также значении p'' вышеприведенное уравнение не даст желаемого значения p_c .

При машинах с конденсацией, где p' всегда больше p'' , перепуск доставляет ту выгоду, что путем уравнения давлений повышается степень сжатия и улучшается опережение впуска. При машинах с выпуском в атмосферу с небольшим давлением впуска и небольшим наполнением, где p' часто ниже p'' , наоборот, путем перепуска может быть предупреждено недопустимо высокое сжатие. Наконец, в цилиндрах среднего и низкого давлений машин многоступенчатого расширения, где p' , в зависимости от давления в ресивере, бывает то больше, то меньше p'' , перепуск служит для обеих целей. Но необходимо заметить, что при быстроходных машинах не происходит полного уравнения давлений. В подобных случаях лучше устраивать перепуск у внутренних краев боковых каналов, как в золотнике Вейса (см. § 67).

§ 66. Примеры проектирования золотника Трика. 1. Требуется определить размеры поршневого золотника с вспомогательным каналом для одноцилиндровой вертикальной машины $D=0,2$, $S=0,2$ м, $n=400$. Наполнение с верхней стороны (крышки) составляет 35%, а с нижней кривошипной стороны, в виду веса движущихся частей и одностороннего поршневого штока, оно составляет 40%. Давление впускаемого пара составляет $p_1=7,5$ атм.

Полезная площадь поршня со стороны крышки $O=20^2 \frac{\pi}{4}=314$ см².

Средняя скорость поршня $c_m=\frac{0,2 \cdot 400}{30} \cong 2,67$ м/сек.



Фиг. 126.

$a = \frac{28}{9,6\pi}$
 Внутреннее поперечное сечение
 $w = 35 \text{ м/сек}$
 $d^3 \frac{\pi}{4} = 3$
 $d = \dots$
 Внутреннее поперечное сечение и
 для $w \approx 20 \text{ м/сек}$, составляет
 $d_0^3 \frac{\pi}{4} = 5$
 $d_0 \approx 7,5$
 задняя сторона
 передняя сторона
 задняя сторона
 передняя сторона

~~Внутреннее поперечное сечение и диаметр паропровода~~

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{314 \cdot 2,67}{35} \approx 24 \text{ см}^2,$$

$d = \sim 6 \text{ см} \approx 60 \text{ мм.}$

$$d_{\text{э}} \frac{\pi}{4} = \frac{314 \cdot 2,67}{20} = 42 \text{ см}^2 \text{ - площадь сечения стержня}$$

$\sigma_0 = 7,5 \text{ см} = 75 \text{ мм.}$

заданные напильником и обработанные
цилиндры в 35% и соответственно 40% юн-
даются на диаграмму (рис. 12) с посто-
янной частотой вращения 1250 об/мин.

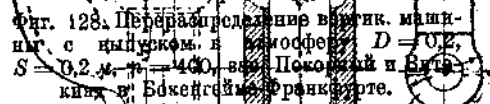
ния перпендикуляра A_1 и A_2 на взаимно перпендикулярных в 25 мм. Внутренний конический профиль OE или OD для определения угла опережения δ при помощи прямой DD_1 мы тем самым определили положения и взаимное кривошипное OD и OE углы опережения выпуска с обеих сторон поршня, отсюда в этом случае должно быть $\angle DOE = \angle D_1O_1E_1$ и $\angle E_2OD = \angle D_1O_1V$. Для дальнейшего анализа слишком большой величины опережения выпуска с нижней кривошипно-шатунной стороны и слишком опережения с верхней стороны (или стороны впуска) сделано дополнительное построение. Тогда угол опережения составил $\delta_1 = 58^\circ$ и окончательное решение выпуска в впуск $25/58$, то есть 1/2,3.

Если золотник отставания впускного клапана внутри, то зазор отрегулированный врыжками должен отставать от главной надкрышки на угол $90 - 8 = 90 - 58 = 32^\circ$ и тогда он будет

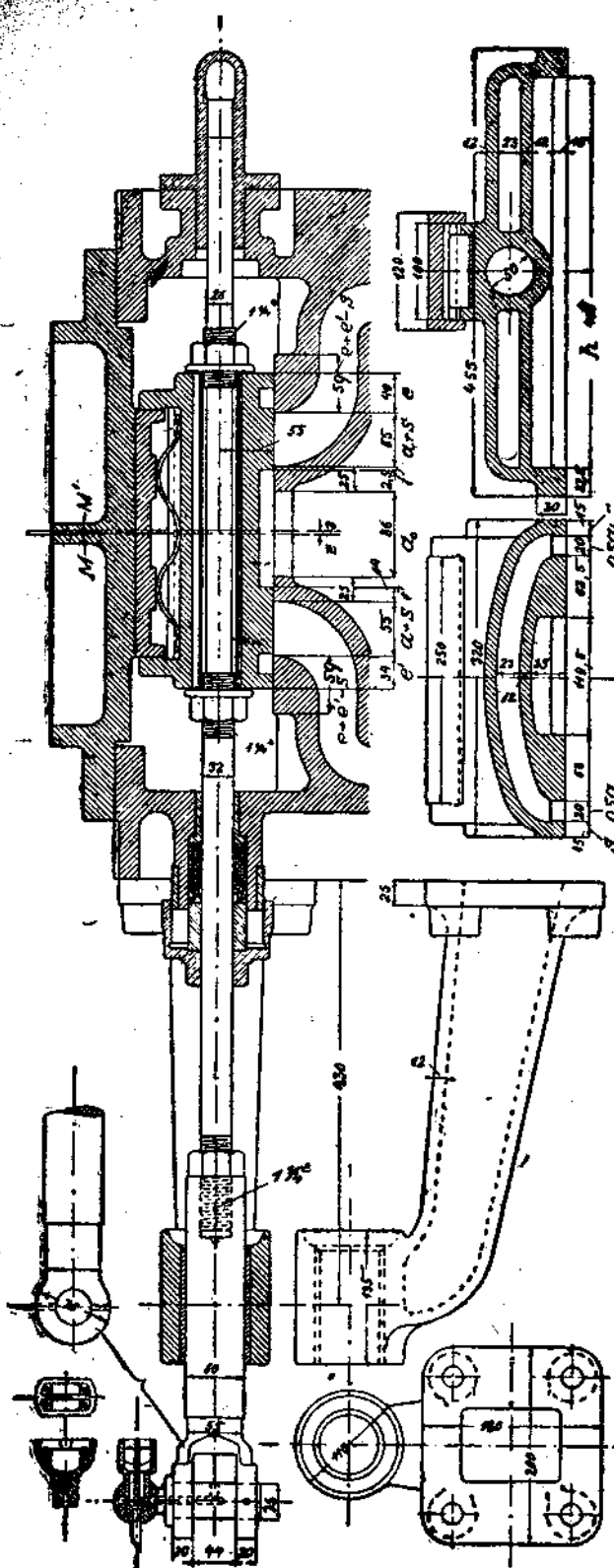
[illegible][illegible]

$$f_{\text{max}} = \frac{\pi}{4} \cdot 50 = 39.27 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

который также удовлетворяет условию $\rho \geq \rho_0 + i$ при вышеопределенном значении внутренней перекрыши i . Если на фиг. 127 построить два золотниковых круга

[illegible]

4. Средний канал при ширине $a_0 = 20$ мм не допускает более 9,5-процентного открытия.



к эксцентрику

Фиг. 129.

Парораспределение низкого давления в вертикальной машине с конденсацией $d = 0,34$, $D = 0,52$, $S = 0,38$, $m, n = 200$ ф. Сандерского в Лейдиге.

Так как паровыпускная труба находится с верхней стороны золотниковой коробки, то поступающий из цилиндра снизу пар должен пройти кверху через полость золотника. Поэтому поперечное сечение этой полости должно быть равно поперечному сечению канала $f = 28 \text{ см}^2$, как это имеет место при диаметре полости в 6 см.

2. Для цилиндра низкого давления вертикальной машины двухступенчатого расширения с конденсацией $d = 0,34$, $D = 0,52$, $S = 0,38$ и $n = 200$ требуется спроектировать золотник Трива, дающий наполнение около 46,5%. Полезная площадь поршня со стороны крышки при одностороннем штипе составляет $O \approx 2124 \text{ см}^2$, $c_m = 2,533 \text{ м/сек}$, и по уравнению (56), стр. 112, для $w = 33,5 \text{ м/сек}$, поперечное сечение канала составит

$$f = \frac{2124 \cdot 2,533}{83,5} = 160 \text{ см}^2.$$

Высота канала $h = 40 \text{ см}$ и ширина $a = 4 \text{ см}$.

Выбранное опережение впуска в 2,25% и требуемое наполнение в 46,5% дают на фиг. 124, стр. 132, где круг кривошипа описан радиусом 25 мм, положения поршня A_1 и A_2 , а также положения главного кривошипа OV , и соответственно OE_x . Путем разделения пополам угла E_xOV получается угол опережения $\delta = 55^\circ$, и прямая E_xV на диаграмме Мюллер-Рело в качестве прямой e . Проводя на расстоянии $1-2 = 8\frac{1}{3} \text{ м}$ прямую $(e+a)$, находим, что длина $8\frac{1}{3} \text{ мм}$ соответствует ширине канала $a_1 = 0,5a = 20 \text{ мм}$, а следовательно масштаб фигуры составляет $8\frac{1}{3} : 20 = \frac{5}{12}$ натуральной величины. По этому масштабу определяются:

эксцентриситет

$$r = OE' \cdot \frac{12}{5} = 25 \cdot \frac{12}{5} = 60 \text{ мм},$$

наружная перекрыша

$$e = 0,1 \cdot \frac{12}{5} = 15,5 \cdot \frac{12}{5} \approx 37 \text{ мм}.$$

При принятии в расчет конечной длины шатуна получаются различные наполнения по обеим сторонам поршня. Если для приблизительного их уравнения заставляют золотник колебаться относительно плоскости M' (фиг. 129), отстоящей от середины золотникового зеркала кверху на $z = 3$ мм, то, как можно убедиться путем вычерчивания диаграммы, получаются: для верхней стороны поршня с $e = 37 + 3 = 40$ мм наполнение 49% и опережение выпуска 1,5%; для нижней стороны поршня с $e' = 37 - 3 = 34$ мм наполнение 45,5% и опережение выпуска 2,75%.

Относительно внутренней перекрыши золотник несимметричен. При $i = 2,5$ и $i' = 14$ мм получают сжатие и опережение выпуска: 25,5 и соответственно 16,5% вверху, 24,5 и соответственно 14,75% внизу.

Ширина боковых каналов на золотниковом зеркале для $s = 15$ мм составляет $40 + 15 = 55$ мм.

Ширина вспомогательного канала $a_1 = 0,5a = 20$ мм.

Ширина среднего канала цилиндра по уравнению (59), стр. 115, при $b = 25$ мм, $a_0 \cong 14 + 60 + 40 - 25, a_0 \cong 89$ мм (в выполненной машине только 86 мм).

Ширина наружных плоскостей зеркала $e + e' - s = 40 + 34 - 15 = 59$ мм.

§ 67. Золотник Вейса. На фиг. 130 этот золотник изображен в качестве основного золотника нижеописываемого парораспределения Мейера, а фиг. 131 изображает его в виде простого золотника с вспомогательным каналом Трика. Золотник Вейса дает двойное открытие для выпуска и перепуска.

Двойное открытие выпуска достигается помощью коробчатой вставки в золотнике и соответствующего углубления в зеркале цилиндра. По перемещении золотника из показанного на фиг. 130 положения вправо или влево на величину внутренней перекрыши i поступающий из бокового канала пар может поступать в средний канал и выпускную трубу по обеим показанным пунктирами стрелкам в двух местах. По прохождении золотником пути $\xi = i + 0,5a$ (фиг. 131) достигается полное открытие канала a , которое тогда остается постоянным. Для достижения в этот момент полного открытия бокового канала край x золотника должен быть перемещен из среднего положения на величину $a - w$. Таким образом, для изображенного на фиг. 131 положения получается $\xi = i + 0,5a = a - w$.

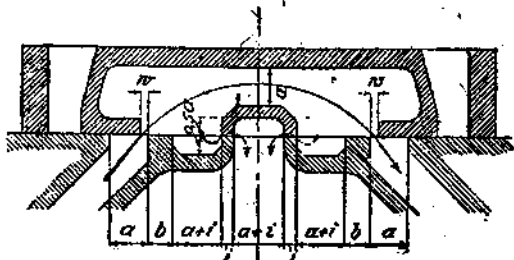
Перепуск в рассматриваемом золотнике происходит через внутреннюю полость. Для того, чтобы он совпадал с периодом расширения по одной и периодом сжатия по другой стороне поршня, как это приведено для золотника Трика, должно быть $w < i$. Делая

$$i = w + c,$$

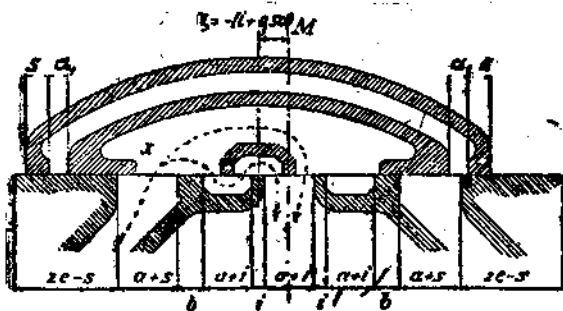
где c означает предохранительную перекрышу (2 до 6 мм, в зависимости от размеров золотника и машины), путем комбинирования обоих предыдущих уравнений получаем

$$w = \frac{a}{4} - \frac{c}{2};$$

это значение при быстроходных машинах должно быть увеличено на одну треть. Но w никогда не должно быть менее 3 мм.

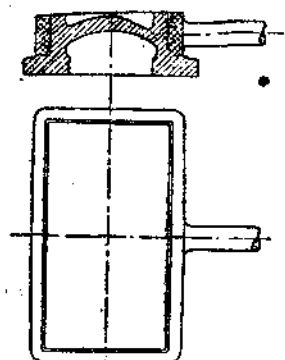


Фиг. 130.



Фиг. 131.

стр. 128, соединение, в котором газовая труба достаточно легко поддерживает золотник помощью двух бронзовых гаек и подкладных шайб, причем винтовая резьба допускает точную установку золотника. Отверстие в золотнике для прохода газовой трубы должно быть достаточно широко, и зазор вверху должен быть больше, нежели внизу. Широкие, соответственного вида, тавровые головки или сшвенные с



Фиг. 133.

обеих сторон бронзовые гайки с левой резьбой (фиг. 2 и 4, табл. 7 и соответственно фиг. 185 у основного золотника), а также кованые хомуты (фиг. 133) обыкновенно применяются только в случае необходимости, а именно в том случае, когда при соединении по фиг. 115 золотник получается слишком высоким. В указанных случаях для установки золотника золотниковый шток должен быть закреплен в своей направляющей помощью резьбы и контр-гайки (см. § 71); впрочем, подобное соединение, в виду его удобства, применяется и для наиболее употребительного способа закрепления по фиг. 115.

Во всяком случае золотниковый шток должен быть придвинут возможно ближе к зеркалу для предупреждения появления упомянутого на стр. 110 слишком большого опрокидывающего момента обусловленного трением золотника и силой по штоку.

§ 70. Выполнение поршневых золотников. Материалом большею частью служит чугун, реже бронзовое и стальное литье; последнее употребляется только при больших числах оборотов с целью уменьшения толщины стенок и действия масс. Средняя толщина стенок чугунных золотников составляет от 4 до 10 мм, а в перегородках при набивочных кольцах она в случае необходимости делается больше.

Золотники движутся в чугунных втулках, вставленных в золотниковые коробки. Толщина стенок этих втулок составляет от 10 до 20 мм. В машинах с большими ходами поршней обыкновенно располагают две втулки у концов цилиндра для возможного ограничения значительного самого по себе вредного пространства. Втулки вставляются в коробки или в нагретом состоянии и внутри плотно прижимаются своими уступами, или же при перегретом паре, для предупреждения коробления втулок, они вставляются с некоторым зазором и уплотняются в уступах помощью асбестовых или елингеритных кружков.

Притертые крышки золотниковой коробки (фиг. 1, табл. 5) или нажимные винты (фиг. 1, табл. 4) предохраняют тогда втулку от продольного перемещения, а шпильки или болты у наружного края кольца (фиг. 1, табл. 5) предупреждают их поворачивание. Пропускные отверстия выфрезовываются прямо или наклонно; последнее большей частью имеет место в поршневых золотниках с разрезными уплотняющими кольцами (см. ниже) для препятствования их выскакиванию.

Конические уширения у наружных концов втулки служат для сборки колец и, подобно выступающим краям у внутренних концов, предупреждают образование уступа.

При поршневых золотниках следует обращать особенное внимание на легкость хода и достаточную плотность. Ущемления золотника можно опасаться при значительных разностях температур между золотником и втулкой, легко получающихся при пуске машины и при работе перегретым паром.

Поршневые золотники без уплотняющих колец (фиг. 134) обыкновенно применяются только до диаметра золотника в 100 мм. Они шлифуются под парами и, преимущественно для перегретого пара, в виду значительной разности температур, должны иметь по возможности простую форму, а в виду неизбежного коробления втулок должны иметь незначительную длину.

Шлифованные поршневые золотники без уплотняющих колец с вспомогательным каналом Трика применяются постольку, поскольку это допускается размерами машины, так как очень узкие уплотняющие полосы увеличивают собой неплотность золотника.

Поршневые золотники с уплотняющими кольцами (фиг. 1, табл. 4, и фиг. 1, табл. 6) обыкновенно применяются при диаметрах больше 100 мм. Чугунные кольца, которые, как и золотник, шлифуются под парами, дела-

ются самопружинящимися. Они отрезаются от отлитого с прибылью и грубо обработанного внутри и снаружи цилиндра, снабжаются разрезами шириной в 10 до 25 мм и в спаянном виде¹⁾ обтачиваются до требуемого диаметра. Некоторые заводы достигают пружинения колец путем вальцовки. Место разреза часто остается свободным, реже снабжается бронзовым замком (фиг. 135 и фиг. 1, табл. 8), закрепленным в корпусе золотника или на одном конце кольца; замок не должен быть расположен против отверстия во втулке. Стопорные винты кольцевого замка или ввинченные штифты препятствуют вращению кольца.

Набивочные кольца делаются узкие или широкие. Узкие кольца в широких лапах располагаются парно или по три, между тем как широкие кольца часто занимают всю ширину лапы. Узкие кольца²⁾ обладают тем недостатком, что при проходе отверстий каналов они легко заскакивают туда, причем края их притупляются или даже отламываются, вследствие чего они, подобно работающим друг над другом краям втулки и золотника, закругляются радиусом $\frac{1}{2}$ мм. В широком кольце это неудобство устранено, так как оно никогда не располагается перед отверстием канала всей своей шириной, но, с другой стороны, здесь трение сильно увеличивается вследствие значительной толщины кольца, преимущественно при высоком давлении.

Поршневые золотники с внутренним впуском пара, как было замечено на стр. 129, имеют то преимущество, что золотниковая коробка заполнена мягким паром, и сальник золотникового штока должен быть набит только для мягкого пара. Это преимущество имеет особенное значение при высоком давлении и перегретом паре, где эти золотники в настоящее время находят себе преимущественное применение.

Соединение поршневого золотника с его штоком производится или посредством двойных гаек на обоих концах, или посредством двойной гайки, заплетика, головки или уступа на золотниковом штоке с одного конца. В последнем случае для установки золотника золотниковый шток должен быть закреплен в своем ползуне резьбой и контргайкой или каким-либо другим способом, допускающим перестановку штока.

§ 71. Система тяг плоских и поршневых золотников. Система золотниковых тяг состоит из золотникового штока, эксцентриковой тяги и эксцентрика.

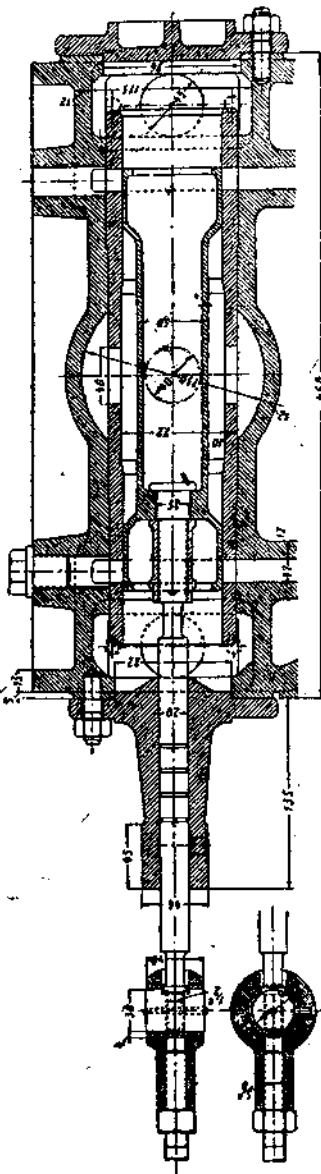
Материалом для золотниковых штоков всегда служит литая сталь. Диаметр штока в сальнике составляет:

$$d_s = \frac{1}{25} \text{ диам. цилиндра} + 1,2 \text{ до } 1,8 \text{ см}^3)$$

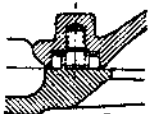
¹⁾ Вместо спайки края колец в месте разреза чаще соединяются шпильками. *Прим. ред.*

²⁾ В виду малой ширины узких колец с одной стороны и близости тела золотника с другой стороны, распределяющие края должны быть отнесены не к кольцам, а к отстоящему от них телу золотника. См. F. Becher, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, стр. 187.

³⁾ В многоцилиндровых машинах золотниковые штоки часто изготавливаются одинаковой (средней) толщины для всех цилиндров.



Фиг. 134.



Фиг. 135.

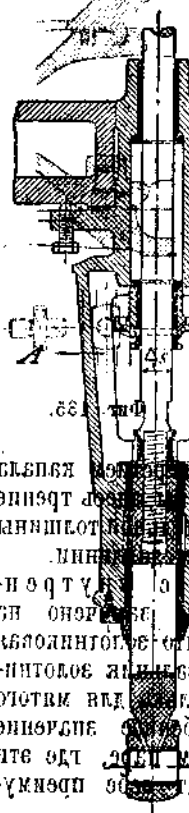
[illegible]

Рис. 6, а, б

а б

[illegible]

14E

эксцентрикового хомута пяти среднелетовым промывочным и ленточным (фиг. 139) или помощью шайбы и штыков (фиг. 141). Хомут (фиг. 141) имеет шайбу или диск (фиг. 141) для удобства надевания на вал часто делается разъемным; обе половины соединяются между собой при помощи точно пригнанных болтов; те же болты хомута, так же соединяющие между собой при помощи точно пригнанных болтов, в настоящее время постоянно заливаются на рабочих поверхностях белым металлом. Эта заливка удерживается желобками, имеющими сечение ласточкина хвоста (фиг. 137 и 138), или же бортами хомутов (фиг. 141). Хомут охватывает диск (фиг. 138 и 141), или же рабочая поверхность его скошена с обеих сторон по направлению к середине (фиг. 137) для предупреждения вытекания смазочного материала. Последний притекает из масленки или непосредственно к хомуту, или же предварительно капает в маслоуловитель (фиг. 140 и 141). Материалом для эксцентриковых хомутов большей частью служит чугунок или литое железо; хомуту дается прямоугольное сечение с утолщением по середине или с ребрами по бокам.

Ширина рабочих поверхностей (фиг. 141), по Баху, составляет в сантиметрах:

$$P \cdot n \quad (66)$$

где P — наибольшее усилие на плунжер (сумма трения золотника и золотникового штока, давления масла в порте вертикальных машинок и золотника и тяг, если они не уравновешены). Вследствие трудности определения всех этих величин во многих случаях для плоских золотников принимают $P = 0,2 p_1 F$ — абсолютное давление впускаемого пара, F — вся основная площадь золотника.



Фиг. 139.

Фиг. 140.

Толщина эксцентриков (фиг. 141) в самом тонком месте должна:

$$w = 0,1 (2,5 \pm 0,1) + 0,5 \frac{1}{25}$$

где w — толщина в сантиметрах, d — диаметр эксцентрика в сантиметрах.

Толщина хомута s по середине определяется по следующему уравнению:

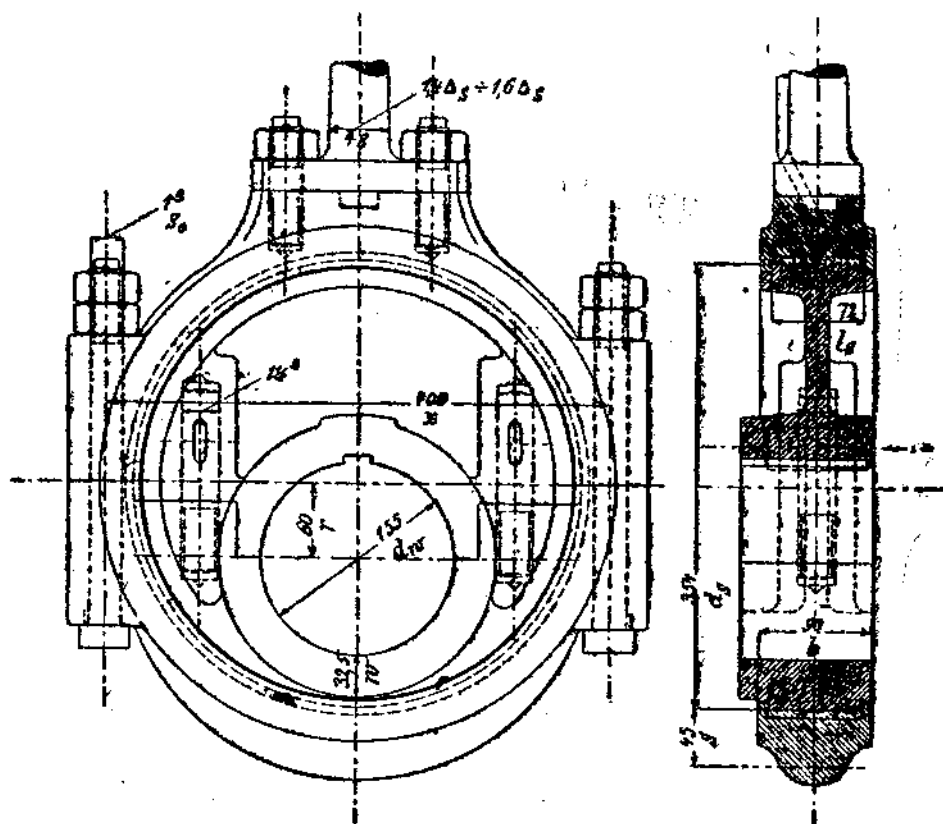
$$\frac{P \cdot n}{6 k_b} = \frac{0,08}{2} \left(\frac{d}{2} + 1,75 \right),$$

где b — ширина хомута, d_s — диаметр рабочей поверхности, x — расстояние между болтами хомута; $k_s = 150 \text{ кг/см}^2$ для чугуна и 300 кг/см^2 для литого железа. Для предупреждения бесполезно излишней толщины s расстояние x должно быть по возможности ограничено.

Наружный диаметр болтов делается:

$$s_0 = 0,1d_s + 0,8 \text{ до } 1,2 \text{ см},$$

при напряжении в каждом болте от усилия $\frac{P_s}{2}$ не выше 200 до 240 кг/см^2 .



Фиг. 141. Эксцентрик и эксцентриковый шток парораспределения цилиндра низкого давления на фиг. 129 (стр. 136).

§ 72. Пример расчета системы золотниковых тяг. Определить размеры тяг золотника цилиндра низкого давления (фиг. 129, стр. 137) вертикальной компаунд-машины с конденсацией $d = 0,34$, $D = 0,52$, $S = 0,38$ м, $n = 200$, при наибольшем давлении поступающего в золотниковую коробку пара в 2,75 атм.

Для всей площади золотника $F = 32 \cdot 45,5 = 1456 \text{ см}^2$ по фиг. 129 наибольшая действующая на тяги сила может быть принята

$$P_s = 0,2 \cdot 2,75 \cdot 1456 \cong 800 \text{ кг}.$$

Диаметр золотникового штока в сальнике (фиг. 129)

$$\Delta_s = \frac{1}{25} 52 + 1,2 \cong 3,2 \text{ см}.$$

Напряжение в резьбе при наружном диаметре $1\frac{1}{4}$ " и внутреннем диаметре резьбы в 2,71 см составляет

$$k_s = \frac{800}{2,71^2 \frac{\pi}{4}} \cong 140 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметр золотникового штока в направляющей втулке составляет $3,2 + 2,8 = 6$ см.

Диаметр и длина шарнирного болта (фиг. 140, стр. 143)

$$1,1 \cdot 3,2 \cong 3,6 \text{ см и соответственно}$$

$$1,2 \cdot 3,6 \cong 4,4 \text{ см.}$$

Толщина круглой эксцентриковой тяги у головки $1,1 \cdot 3,2 \cong 3,6$ см, а у эксцентрика $1,5 \cdot 3,2 = 4,8$ см.

Ширина рабочей поверхности эксцентрика (фиг. 141, стр. 144) по ур-нию (66)

$$l_s \geq \frac{800 \cdot 200}{20000}, l_s \geq 8 \text{ (в выполненной машине 7,2 см).}$$

Наименьшая толщина эксцентрикового диска при эксцентриситете $r = 6$ см и отверсти $d_w = 15,5$ см составляет

$$w = 0,1 (2 \cdot 6 + 15,5) + 0,5 = 3,25 \text{ см.}$$

Диаметр рабочей поверхности, с добавлением 0,7 см на зазор и закраину, составляет

$$d_s = 15,5 + 2 (6 + 3,25 + 0,7) = 35,4 \text{ см.}$$

Наружный диаметр болтов хомута

$$s_0 = 0,1 \cdot 15,5 + 1 = 2,55 \text{ см} = 1''.$$

Растягивающее напряжение болтов при диаметре в резьбе 2,133 см

$$k_s = \frac{800}{2 \cdot 2,133^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \cong 112 \text{ кг/см}^2.$$

Наружный диаметр болтов эксцентрикового диска составляет $1\frac{1}{8}''$.

Расстояние между болтами хомута

$$x = 35,4 + 2 \cdot 2,3 = 40 \text{ см.}$$

Толщина хомута в середине при ширине $b = 9$ см для $k_s = 150 \text{ кг/см}^2$ составляет:

$$s = \sqrt{\frac{800}{2} \left(\frac{40}{2} - \frac{35,4}{4} \right) \frac{\theta}{9 \cdot 150}} \cong 4,5 \text{ см.}$$

В. Парораспределение плоскими и поршневыми золотниками для переменного наполнения.

§ 73. Подразделение и применение. Рассматриваемые здесь парораспределения строятся с простыми и двойными золотниками. Различные группы парораспределений двойными золотниками различаются между собой частью по способу изменения наполнения и частью по устройству золотников.

1. Парораспределения одним золотником с плоскими регуляторами. Здесь различные наполнения достигаются путем изменения угла опережения и эксцентриситета распределяющего эксцентрика. Последний не закреплен на валу наглухо, а устанавливается на нем помощью плоского регулятора в положение, соответствующее данной нагрузке машины и требуемому при этом наполнению, и в этом положении вращается вместе с валом.

Эти парораспределения большей частью находят себе применение при не очень крупных быстроходных машинах, в которых требуется простота устройства и хорошее регулирование.

2. Парораспределения двойными золотниками с закрепленным расширительным эксцентриком. Эксцентрики обоих золотников заклинены на валу. Изменение наполнения производится изменением расстояния

между распределяющими краями обоих золотников, или, что одно и то же, изменением величины перекрыши, распределяющей выпуск пара. Важнейшие парораспределения этого типа суть:

парораспределение Мейера, большей частью с устанавливаемым от руки наполнением,
парораспределение Ридера,
парораспределение Гурауэра; оба последних с устанавливаемым помощью регулятора наполнением.

3. Парораспределения двойными золотниками с переставляемым расширительным эксцентриком. Эксцентрик, распределяющий выпуск пара, переставляется плоским регулятором, так что различные наполнения достигаются путем изменения угла опережения и эксцентриситета этого эксцентрика.

4. Двухкамерные парораспределения. Оба золотника работают не один над другим или внутри другого, а в двух отдельных камерах. Расширительный эксцентрик может быть закреплен на валу наглухо, как в типе 2, или же переставляться, как в типе 3. Наполнение во всяком случае изменяется помощью регулятора.

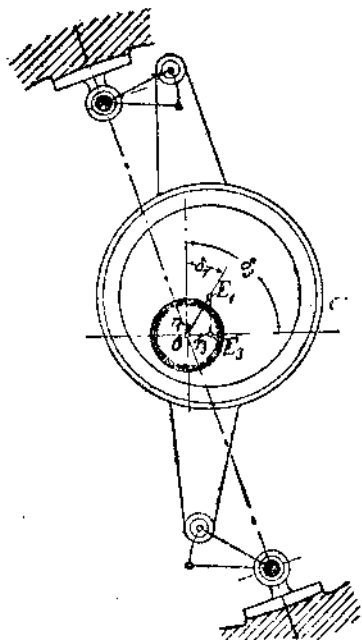
Из парораспределений двойными золотниками парораспределение Мейера с устанавливаемым от руки наполнением в одноцилиндровых машинах применяется только при производствах с малоизменяющейся нагрузкой. У цилиндров низкого и среднего давлений машин многоступенчатого расширения это парораспределение применяется только в тех случаях, когда желательно некоторое изменение наполнения в этих цилиндрах. Остальные переставляемые регулятором парораспределения двойными золотниками применяются как в одно-, так и в многоцилиндровых машинах, если только диаметр цилиндра не превышает средней величины (около 400 мм); в последних машинах они применяются только у цилиндра высокого давления. Применение этих парораспределений, в последнее время уступающих место клапанам парораспределений, согласно вышеуказанному, простирается на машины с большим числом оборотов, а также и на такие, в которых требуется простота парораспределения помощью не слишком чувствительных запирающих органов. Вследствие возрастающего применения перегретого пара в настоящее время из всех систем парораспределений двойными золотниками предпочитают парораспределения поршневыми золотниками.

§ 74. Парораспределения одним золотником с плоским регулятором. В этих парораспределениях распределяющий эксцентрик при состоянии равновесия машины удерживается в соответствующем положении относительно главного кривошипа регулятором, с маятниками или вращающимися грузами которого он соединен, и вращается вместе с ними вокруг оси главного вала. При изменении нагрузки расходящиеся или сходящиеся маятники и вращающиеся грузы перемещают или поворачивают эксцентрик относительно главного кривошипа. Кривая, по которой при этом движется центр эксцентрика, называется центральной кривой, кривой вершин или кривой перестановки. Она представляет собой или прямую линию, или дугу круга. Наиболее употребительные типы перестановок суть:

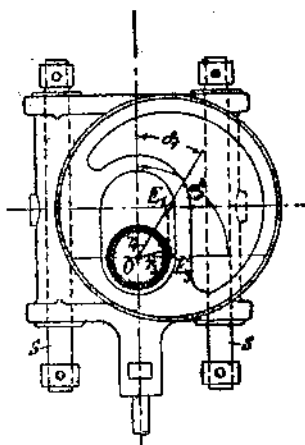
1. Распределительный эксцентрик при своем перемещении или поворачивании помощью регулятора направляется по точно прямолинейной направляющей (как, например, посредством тяг s на фиг. 142 в регуляторе Леконтэ и Гарнье), или же приблизительно по прямой линии при помощи шарнирной направляющей (фиг. 143 — регулятор Штейна в Берлине-Шенеберге). Центровая кривая представляет собой прямую $E_1 E_2$, которая в зависимости от закрепления регулятора на валу направлена или перпендикулярно к мертвому положению $ОК$ главного кривошипа (фиг. 144), или же образует с ним угол больше 90° (фиг. 145). Для предельных положений E_1 , E_2 центра эксцентрика γ_1 и γ_2 представляют собой эксцентриситеты, а δ_1 и δ_2 — углы опережения.

2. Распределительный эксцентрик при своем поворачивании помощью регулятора направляется при помощи плеча (или рычага), как это, например, имеет место в регуляторе Зондермана в Хемнице (фиг. 146), или каким-либо другим способом по дуге круга $E_1 E_2$.

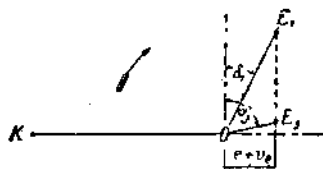
3. Регулятор поворачивает распределительный эксцентрик по другому эксцентрику, закрепленному на валу, как в регуляторе Дэрфеля, Пралля и др. (фиг. 147). Центровая кривая опять изображается дугой круга E_1E_3 с центром в центре E_0 неподвижного эксцентрика и радиусом, равным эксцентриситету r распределительного эксцентрика. Равнодействующим эксцентриситетом для движения золотника постоянно служит третья или замыкающая сторона треугольника, построенного на r_0 и мгновенном положении r , следовательно, $OE_1 = r_1$ для одного и $OE_3 = r$ для другого предельного положения. Соответствующие углы опережения составляют δ_1 и δ_3 .



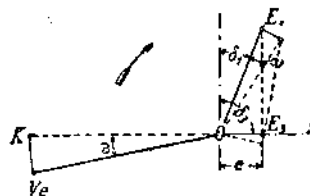
Фиг. 142.



Фиг. 143.

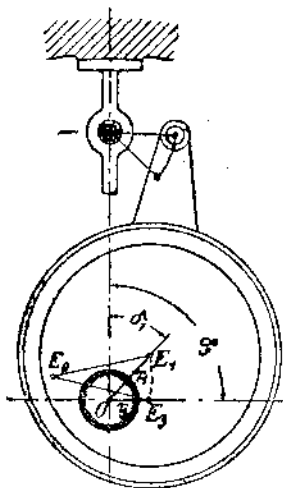


Фиг. 144.

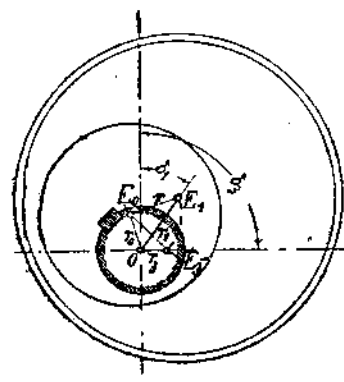


Фиг. 145.

4. Направляемый помощью рычага распределительный эксцентрик здесь также сидит на втором эксцентрике, но регулятор поворачивает последний эксцентрик, а следовательно, не действует, подобно предыдущему, на тот диск, на который действует трение эксцентрика (фиг. 148 и 149—регулятор машиностроительного завода Эрликон). Центровая кривая здесь также представляет собой дугу круга; r_0 опять изображает эксцентриситет внутреннего, r —эксцентриситет внешнего эксцентрика, E_0 —центр первого. Принимая во внимание, что расстояние bE_0 остается постоянным, находят равнодействующий эксцентриситет r_1 и соответственно r_3 для движения золотника. Затем точка b движется по дуге круга вокруг a , а E_0 по дуге круга вокруг O радиусом r_0 . Точки E_1, E_3 лежат на мгновенных положениях прямой bE_0 на расстоянии r от E_0 .



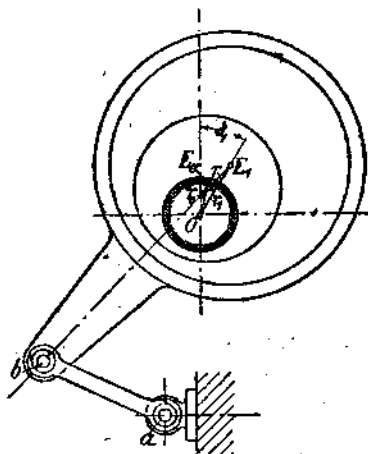
Фиг. 146.



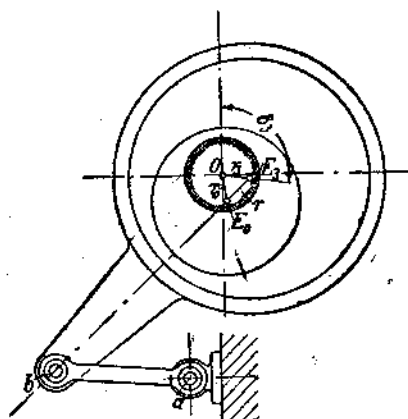
Фиг. 147.

Измерение парораспределения, сопряженное с перемещением или поворачиванием распределительного эксцентрика, видно из диаграмм. На фиг. 150 и 151 прежде всего начерчены три золотниковых круга Цейнера для прямолинейной центровой линии $D_1D_2D_3$ и соответственно $D_1'D_2'D_3'$, а именно: для крайнего наружного положения эксцентрика—радиусом, равным эксцентриситету $OD_1=OD_1'=r_1$, и с углом опережения δ_1 ; для среднего положения—

радиусом $OD_2 = OD_2' = r_2$ и углом опережения δ_2 , и для крайнего внутреннего положения — радиусом $OD_3 = OD_3' = r_3$ и углом опережения δ_3 . На фиг. 150 центровая линия расположена перпендикулярно к мертвому положению главного кривошипа, а на фиг. 151 она наклонена к последнему. Четыре характеристических положения главного

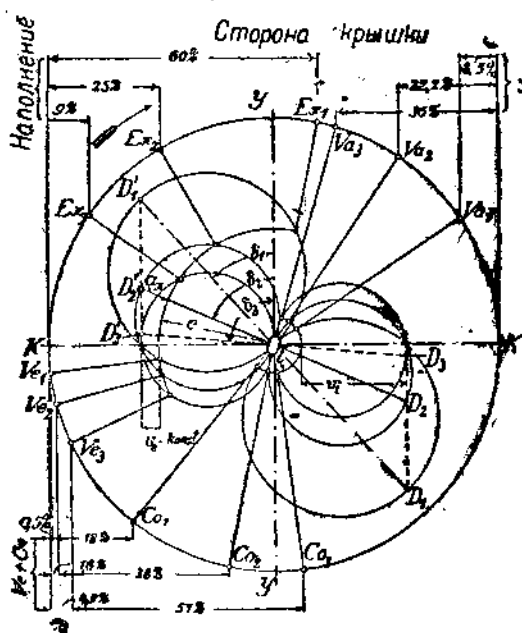


Фиг. 148.

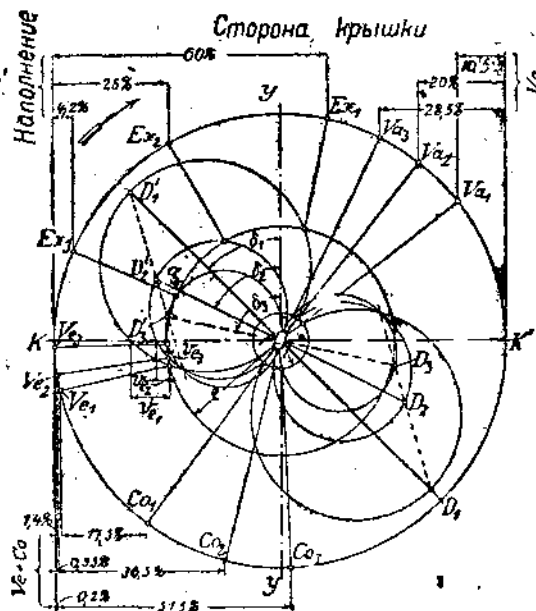


Фиг. 149.

кривошипа OE_{v1} , OE_{e1} , OV_{a1} , OC_{a1} , OV_{e2} , OE_{e2} , OV_{a2} , OC_{a2} и т. д., проходящие через точки пересечения кругов e и i с отдельными золотниковыми кругами, нанесены здесь только для задней стороны (стороны крышки). Затем на фиг. 152 показана диаграмма Мюллера-Рело для центральной кривой $E_1E_2E_3$ и соответственно $E_1'E_2'E_3'$ в виде дуги круга. Здесь также нанесены периоды с задней стороны для



Фиг. 150.



Фиг. 151.

трех различных положений эксцентрика, причем опять показатель 1 служит для крайнего внешнего, 2 — для среднего и 3 — для крайнего внутреннего положения эксцентрика. В отличие от предыдущей диаграммы здесь при среднем и крайнем внутреннем положениях эксцентрика главные положения кривошипа OV_{e2} , OE_{e2} ... OV_{e3} , OE_{e3} ... продолжены до наружного круга для получения длин пути в течение

отдельных периодов парораспределения при всех положениях эксцентрика для одинакового основания диаграммы.

Из этих диаграмм для рассматриваемых парораспределений вытекает:

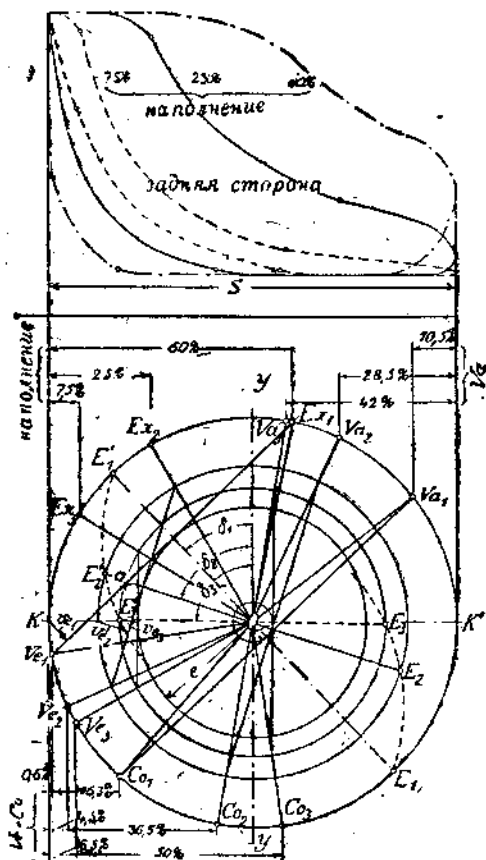
1. С уменьшением эксцентриситета и возрастанием угла опережения во всех случаях наполнение уменьшается, а опережение выпуска и сжатие, наоборот, увеличиваются. Последнее обстоятельство весьма благоприятно для регулирования машины, так как здесь при убывающей нагрузке площадь индикаторной диаграммы (см. фиг. 152) уменьшается не только вверх путем уменьшения наполнения и увеличения опережения выпуска, но и внизу путем увеличения сжатия.

Кроме того переменное сжатие при небольших наполнениях усиливает мягкость хода машины, между тем как при больших наполнениях оно предупреждает слишком сильное возрастание сжатия и образование петель на диаграмме в начале выпуска пара.

2. Линейное опережение v , для различных положений эксцентрика бывает постоянно только при центральной кривой (на фиг. 144 и 150), перпендикулярной к мертвому положению главного кривошипа. При обеих других кривых оно бывает переменным, а именно на фиг. 151 оно возрастает от наименьшего к наибольшему наполнению, а на фиг. 152 оно, наоборот, сперва возрастает, затем опять убывает. При одинаковых предельных наполнениях разница получается тем меньше, чем меньше прямая центровая линия на фиг. 151 уклоняется от перпендикуляра к мертвому положению главного кривошипа и чем меньше радиус кривизны кривой на фиг. 152.

Опережение выпуска, наоборот, при отдельных наполнениях во всех трех случаях различно, а именно: на фиг. 150 и 152 возрастает с убывающим наполнением, а на фиг. 151, наоборот, возрастает с возрастающим наполнением. Первая зависимость выгодна в том отношении, что она до известной степени предупреждает слишком сильное сжатие (выше давления выпуска). Если опережение выпуска всегда должно начинаться при одинаковых положениях кривошипа, т. е. если положение OV , должно оставаться неизменным при всех наполнениях, то на фиг. 145 центровая линия в начале опережения выпуска должна быть перпендикулярна к направлению хода OK ; на диаграмме она располагается перпендикулярно положению главного кривошипа OV , постоянному для всех наполнений.

Наконец, перпендикулярная к мертвому положению главного кривошипа прямолинейная центровая линия не допускает абсолютного нулевого наполнения, так как при ней происходит неизменное опережение открытия. При других центральных кривых, наоборот, абсолютное нулевое наполнение вполне возможно. Оно наступает тогда, когда при этих кривых диаметр наименьшего эллиптического круга меньше внешней перекрыши e . Для быстроходных с хорошим ходом машин, у которых большей частью устраивается рассматриваемое парораспределение, абсолютное нулевое наполнение (см. стр. 10) составляет почти постоянное требование, так как при этих машинах заполнение вредного пространства свежим паром в течение периода опережения открытия обыкновенно уже бывает достаточно для разбега ма-



Фиг. 152.

нии. При прямолинейной центральной линии без абсолютного нулевого наполнения разбег машины при понижающейся нагрузке должен предупреждаться при помощи установленного в паропроводе дроссельного клапана.

3. Открытие канала a_z , даваемое парораспределением при малых и средних наполнениях при криволинейной центральной кривой по фиг. 152, получается больше, нежели при прямой центральной линии по фиг. 150 и 151, причем условие открытий при среднем и наибольшем наполнениях для кривой центральной линии бывает выгоднее. Поэтому достаточные открытия канала для нормального наполнения при подобных условиях достигаются при помощи меньших эксцентриситетов, а при более значительных наполнениях — при помощи меньшего по отношению к мощности машины и более дешевого регулятора. Открытие канала на фиг. 152, начиная с наименьшего наполнения, возрастает тем быстрее, чем меньше радиус кривизны центральной кривой; но вместе с тем и опережение открытия v , (см. п. 2) получается тем более различное.

При проектировании рассматриваемых парораспределений обыкновенно исходят из наибольшего наполнения, для которого большей частью принимается вполне достаточный для полного открытия канала или даже несколько больший эксцентриситет, и для которого по вышеуказанному способу определяются размеры золотника. Тогда центровая кривая сообразно нижеприведенным данным и конструкции регулятора пробным путем подбирается до тех пор, пока и для нормального наполнения получатся подходящие значения открытия канала, опережения открытия и других периодов парораспределения. Но для небольших наполнений достаточные открытия каналов достигаются только допущением более значительного опережения впуска, нежели это допускается для обыкновенных случаев. Никаких неудобств с этим не сопряжено. Внутренние перекрыши должны быть соразмерены таким образом, чтобы конечное давление сжатия даже при наименьшем наполнении по возможности оставалось ниже давления впуска. В большинстве случаев это условие достигается только при помощи очень малых или даже отрицательных перекрытий.

Некоторые конструкторы допускают превышение конечного давления сжатия над давлением впуска при очень малых наполнениях без всяких опасений. Уравнение наполнения по обоим сторонам поршня (при внутреннем впуске пара помощью воротных эксцентриковых тяг, см. стр. 129) обыкновенно может быть произведено только для одного наполнения, в качестве которого, конечно, выбирается наиболее употребительное нормальное наполнение. Но обыкновенно подобным уравнением пренебрегают.

Для применяемого в последнее время большей частью устройства с наружным вращающимся эксцентрисом и центральной кривой в виде дуги круга (фиг. 147, стр. 147), согласно оправдавшимся в практике выполнениям, при наибольшем равнодействующем эксцентрисите $r_{\max}$ делают эксцентриситет внутреннего (неподвижного) эксцентрика $r_0 = 0,5 r_{\max}$; эксцентриситет наружного (поворачиваемого) эксцентрика $r = 0,65 r_{\max}$ до $0,75 r_{\max}$; наименьший равнодействующий эксцентриситет $r_{\min}$ делается меньше внешней перекрыши e .

В качестве золотника при рассматриваемых парораспределениях постоянно употребляется поршневой золотник, в настоящее время большей частью с внутренним впуском пара. Перепускным каналом Триба, в видах упрощения конструкции, обыкновенно пренебрегают, насколько это допускается размерами машины. Для достижения двойного открытия канала часто разделяют канал в цилиндре (фиг. 1, табл. 4).

§ 75. Пример выполненного парораспределения одним золотником с плоским регулятором. Машины с вильчатыми станинами машиностроительного завода Маллер в Бракведе, Вестфалия, имеют поршневое парораспределение с плоским регулятором по фиг. 1 до 4, табл. 4. Золотник имеет внутренний впуск пара с двойным открытием по двойному каналу цилиндра. При изменении наполнения плоский регулятор поворачивает наружный эксцентрик по неподвижному внутреннему, переставляя при этом центр первого по дугообразной центральной кривой. Определить размеры парораспределения для машины $D = 0,2$, $S = 0,3$ м, $n = 250$, если наибольшее наполнение должно составлять 55 до 60%.

Полезная площадь поршня со стороны крышки при одностороннем поршневом штове составляет

$$O = 20^2 \frac{\pi}{4} = 314 \text{ см}^2,$$

средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{0,3 \cdot 250}{30} = 2,5 \text{ м/сек},$$

наружный диаметр поршневого золотника $0,5D = 100 \text{ мм}$.

При 4 перегородках в отверстиях золотниковой втулки (фиг. 1, табл. 4) для прохода пара остается ширина канала на окружности

$$h = 10\pi - 4 \cdot 1,8 = 24,2 \text{ см}.$$

Выполненное поперечное сечение прохода для выпускаемого пара из ур-ния (56), стр. 112, при $w = 27,5 \text{ м/сек}$ на золотниковом зеркале составляет

$$f = \frac{314 \cdot 2,5}{27,5} \cong 28,5 \text{ см}^2,$$

которому удовлетворяет ширина

$$a = \frac{f}{h} = \frac{28,5}{24,2} \cong 1,2 \text{ см} = 12 \text{ мм}.$$

Вследствие разделения канала цилиндра ширина канала для входящего пара сделана больше, а именно $a_1 + a_2 = 11 + 8 = 19 \text{ мм}$.

Внутреннее поперечное сечение паропровода шириной 50 мм и пароствода шириной 70 мм (фиг. 5, табл. 4) удовлетворяет ур-нию (56) для $w = 40$ соответственно 20 м/сек.

Для определения центральной кривой затем на фиг. 153 начерчен круг, описываемый цапфой главного кривошипа радиусом 25 мм, и нанесено соответствующее наибольшему наполнению в 57,5% (среднему между 55 и 60%) положение главного кривошипа OE_0 без принятия в расчет конечной длины шатуна. Положение OV_0 для опережения впуска здесь при наибольшем наполнении имеет наименьшее значение и принято под углом только в 5° к мертвому положению. Биссектриса OD_1 угла V_0OE_0 тогда определяет собой угол δ_1 , который равнодействующий эксцентриковый кривошип при наибольшем наполнении должен образовать с перпендикуляром в среднем направлению эксцентриковой тяги $x-x$ (фиг. 3б, табл. 3)¹⁾.

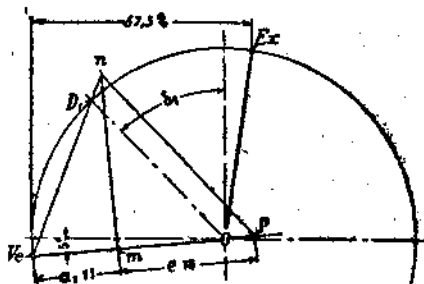
Последняя здесь направлена косо, так как середина золотника (см. поперечный разрез $F-G$ на фиг. 5, табл. 4) расположена под серединой цилиндра. Затем описанный по изложенному для простого коромыслового золотника способу произвольным радиусом золотниковый круг по ширине канала a_1 и масштабу фигуры даст перекрышу e и наибольший равнодействующий эксцентриситет r_1 для произвольно принятого открытия канала при наибольшем наполнении.

Здесь, где диаграмма должна быть построена отдельно, эти величины получаются проще, если по фиг. 153 на положение главного кривошипа OV_0 нанести ширину канала $a_1 = 11 \text{ мм}$ (при перебеге $a_1 + c$) и в точке m восставить перпендикуляр к OV_0 . Линия через точку n пересечения последнего с V_0D_1 , проведенная параллельно OD_1 , отсекает на OV_0 перекрышу для впуска

$$e = mp = 18 \text{ мм},$$

а также наибольший равнодействующий эксцентриситет

$$r_{\max} = r_1 = V_0p = a_1 + e = 29 \text{ мм}$$



Фиг. 153.

¹⁾ На фиг. 3, табл. 3, углы δ_1 и δ_2 отнесены к положению VE_0 неподвижного эксцентрикового кривошипа при мертвом положении со стороны крышки.

при допущении, что впускной канал при небольшом наполнении вполне открыт. В выполненном парораспределении угол δ_1 сделан меньше выбранного по фиг. 153, и эксцентриситет неподвижного внутреннего эксцентрика сделан

$$r_0 = 0,5r_{\max} \cong 15 \text{ мм},$$

а эксцентриситет поворотного (наружного) эксцентрика сделан

$$r = 0,69r_{\max} \cong 20 \text{ мм}.$$

В виду внутреннего впуска пара эксцентрики должны быть заклинены на валу так, как показано на фиг. 3б, табл. 3, где эксцентриситет неподвижного эксцентрика расположен приблизительно перпендикулярно к среднему положению эксцентриксовой тяги.

По фиг. 1, табл. 4, золотник колеблется около середины M' , отстоящей от середины зеркала на 0,5 мм по направлению к кривошипу. Вследствие этого перекрыши для впуска со стороны крышки и кривошипа получают соответственно

$$e = 18 + 0,5 = 18,5 \text{ мм}; e' = 18 - 0,5 = 17,5 \text{ мм}.$$

Наименьший равнодействующий эксцентриситет, для возможности получения абсолютного нулевого наполнения, сделан меньше e' , а именно, по фиг. 3б, табл. 3,

$$r_{\min} = r_4 = 17 \text{ мм}.$$

Определяемые пробным путем перекрыши для впуска составляют

$$\tilde{e} = 2 \text{ мм}, \tilde{e}' = 6 \text{ мм}.$$

Построенная по вышеприведенным данным золотниковая диаграмма на фиг. 3, табл. 3, дает парораспределение для обозначенных через $OD_1, OD_1', OD_2, OD_2', OD_3, OD_3'$ золотниковых кругов. На фиг. 3а, табл. 3, изображены соответствующие кривые открытий со стороны крышки с принятием в расчет двойного открытия канала. Кривая торможения получается путем помножения величины k для $w_{\max} = 50 \text{ м/сек}$ из ур-ния 61, стр. 121.

$$k = \frac{\pi \cdot 314 \cdot 2,5}{2 \cdot 24,2 \cdot 50} = 1,02 \text{ см}$$

на значение таблицы стр. 90, для отдельных положений поршня.

§ 76. Относительное движение и относительный золотниковый круг двойных золотников. При парораспределении двойными золотниками различают основной или распределительный золотник и расширительный золотник. Первый из них перемещается по зеркалу цилиндра, а последний, как мы это сперва примем, движется по спинке основного золотника (фиг. 156). Для движения золотников служат два эксцентрика на главном валу. Основной золотник распределяет выпуск пара вышеописанным способом и действует на впуск пара только в том отношении, что он помощью двух продольных каналов распределяет свежий пар попеременно по одну и по другую стороны поршня и производит правильное опережение впуска. Расширительный же золотник, наоборот, определяет собой исключительно только продолжительность впуска пара, т. е. наполнение.

Для возможности проследить за производимым при помощи двух подобных золотников парораспределением, необходимо прежде всего, как и при парораспределении одним золотником, определить, при каком-либо положении поршня и главного кривошипа, положения основного и расширительного золотников или величины смещений их от середины зеркала цилиндра. Решение этого вопроса от обоих золотников может быть произведено при помощи вышеприведенных золотниковых диаграмм. Но по отношению к расширительному золотнику удобнее определить его перемещение не по отношению зеркала цилиндра, а по отношению основного золотника, т. е. определить относительное взаимное перемещение обоих золотников.

Если на фиг. 154 означают:

$OE_0 = r_0$ изображает эксцентриксовый кривошип и δ_0 угол опережения основного золотника, $OE_1 = r_1$ и δ_1 соответствующие величины для расширительного

золотника, то при левом мертвом положении OK главного кривошипа и бесконечной длины эксцентриковой тяги путь основного золотника составляет $\xi_g = +Oa$, а путь расширительного золотника $\xi_r = +Ob$, причем оба пути отнесены к середине зеркала цилиндра, и перемещения обозначены $+$ вправо и $-$ влево. Относительное взаимное перемещение обоих золотников составляет $ab = Ob - Oa$. Значение ab можно также получить, построивши на положении обоих эксцентриковых кривошипов параллелограм OE_gE_rE и проектируя OE_r на направление хода. Приблизительно можно принять $\Delta E_gE_rd \cong \Delta OE_gc$, а следовательно, $ab = E_r d = Oc$.

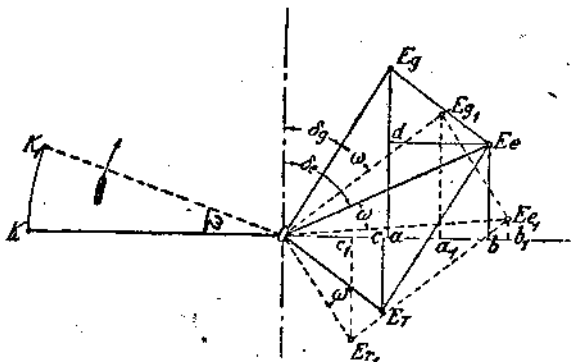
Когда главный кривошип повернется на угол ω из левого мертвого положения, то эксцентриковые кривошипы занимают положения OE_{g1} и OE_{r1} , и относительное перемещение золотников составляет a_1b_1 . Параллелограм, построенный на новых положениях, также показывает, что проекция Oc_1 линии OE_{r1} равна относительному перемещению a_1b_1 . Но при поворачивании эксцентриковых кривошипов вместе с главным кривошипом на угол ω линия OE_r поворачивается на тот же угол.

Таким образом, относительное движение обоих золотников можно себе представить таким образом, что основной золотник остается неподвижен, а расширительный золотник перемещается помощью эксцентрикового кривошипа $OE_r = r$. Он называется относительным эксцентриковым кривошипом и эксцентриситетом, который по величине и положению определяется стороной параллелограмма, другою стороною которого служит эксцентриковый кривошип OE_g основного золотника, а диагональю — эксцентриковый кривошип OE_r расширительного золотника. Вышеприведенные золотниковые диаграммы могут быть применимы и в данном случае.

На диаграмме Цейнера для этой цели, по фиг. 155, откладывают от вертикали $Y-Y$ против направления вращения машины углы опережения δ_g и δ_r обоих золотников и наносят положения их эксцентриковых кривошипов $OD'_g = r_g$ и $OD'_r = r_r$. Параллелограм, построенный на последних, дает относительный эксцентриситет $OD'_r = r_r$, и построенные на диаметрах $OD_g = OD'_g$ круги представляют собой основные золотниковые круги, а построенные на $OD_r = OD'_r$ круги представляют собой относительные золотниковые круги. Главный кривошип при каждом своем положении отсекает на одном из обоих первых кругов в виде хорды абсолютный путь ξ_g , описанный основным золотником (т. е. уклонение его от середины зеркала цилиндра), а на одном из последних кругов отсекает в виде хорды относительный путь золотника ξ_r (т. е. относительное взаимное перемещение обоих золотников). Для постоянно предполагаемого устройства машины по фиг. 91, стр. 114, хорды в кругах OD'_g и OD'_r изображают правые или положительные, а в кругах OD_g и OD_r — левые или отрицательные перемещения.

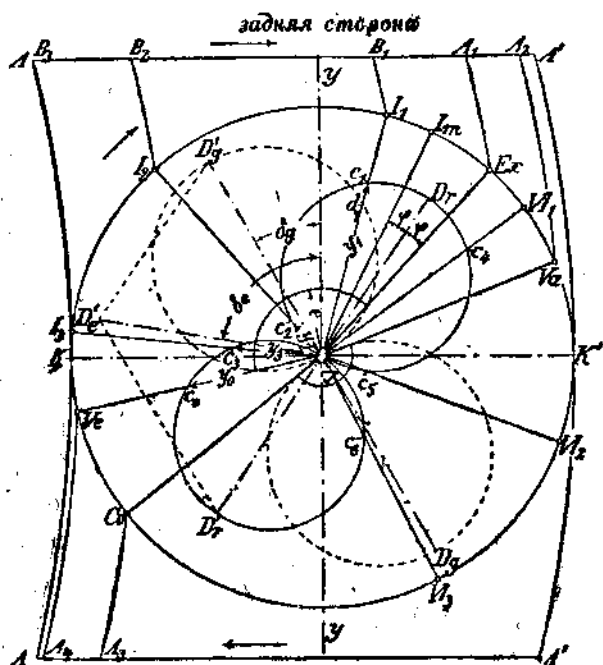
Для положения главного кривошипа OI_1 на фиг. 155, напр., получается $\xi_g = +Od_1$, а $\xi_r = -Oc_1$, т. е. при этом положении главного кривошипа середина основного золотника смещена вправо от середины зеркала цилиндра на Od_1 , а середина расширительного золотника смещена на Oc_1 влево от середины основного золотника. При положениях главного кривошипа, совпадающих с положениями OD_g и OD'_g , относительный эксцентриковый кривошип достигает своего левого и соответственно правого мертвого положения, т. е. расширительный золотник имеет наибольшее свое смещение влево или соответственно вправо, а именно на величину r_r относительно основного золотника и т. д.

На диаграмме Мюллера-Рело (фиг. 162), на которой относительный эксцентриситет $OE_r = r_r$ также построен по вышеуказанному способу на значениях

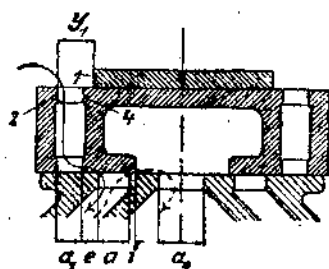


Фиг. 154.

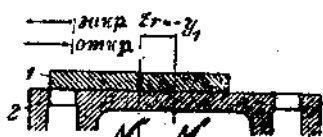
$OE_g = r_g$ и $OF_g = r_g$ ¹⁾, проходящий через E_g и E'_g круг представляет собой основной золотниковый круг и круг главного кривошипа, а проходящий через E_r и E'_r — относительный золотниковый круг.



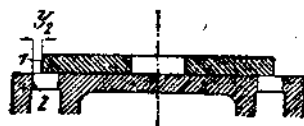
Фиг. 155.



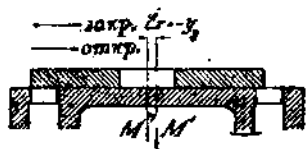
Фиг. 156.



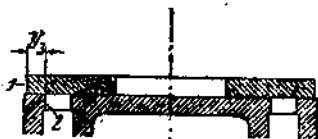
Фиг. 157.



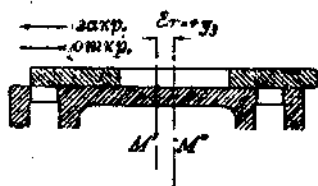
Фиг. 158.



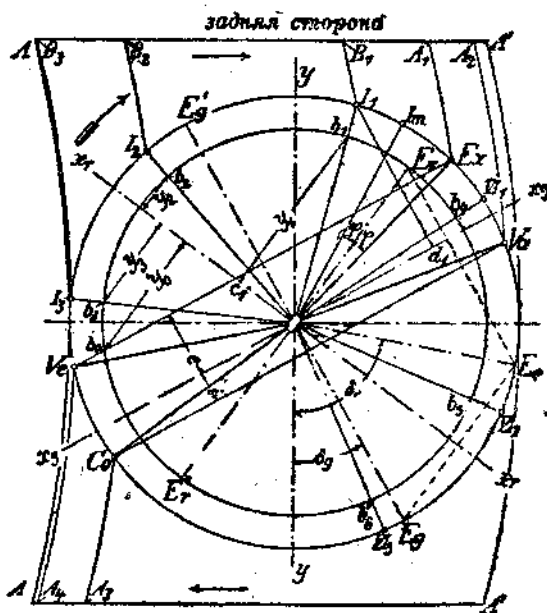
Фиг. 159.



Фиг. 160.



Фиг. 161.



Фиг. 162

Для какого-нибудь положения главного кривошипа, например OI_1 , абсолютный путь ξ , основного золотника равен перпендикуляру I_1d_1 , опущенному из I_1 на перпендикуляр $x_g - x_g$ к прямой $E_gOE'_g$, а относительный путь ξ_r обоих золотников равен

¹⁾ На фиг. 162 для большей ясности чертежа параллелограмм эксцентриситетов нанесен вверху.

перпендикуляр b_1c_1 из точки b_1 на перпендикуляр x_1-x_2 к прямой E_1OE_1' . При этом все пути ξ_1' и ξ_2 , лежащие на прямых x_1-x_2 и x_2-x_1 со стороны E_1' и, соответственно, E_1 , представляют собой положительные или правые пути, а лежащие со стороны E_1 и соответственно E_1' — отрицательные или левые.

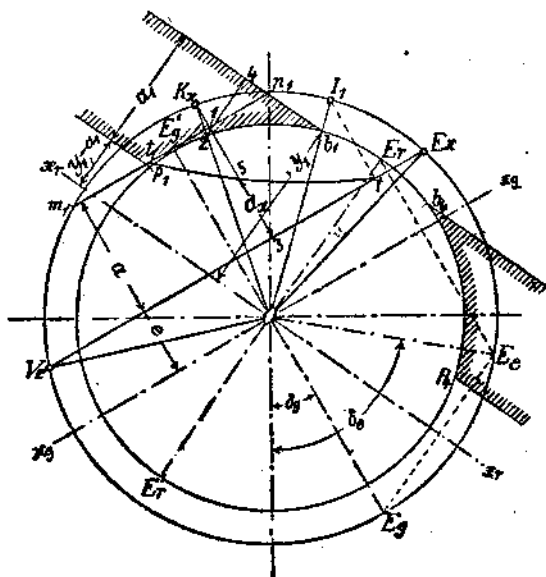
Наконец, эллипс относительных путей золотника ξ строится совершенно так же, как и эллипс абсолютных путей ξ_0 основного золотника по фиг. 112, стр. 124; вместо эксцентрикового кривошипа OE_0 , последнего, здесь следует принять найденный из OE_1 и OE_1' относительный эксцентриковый кривошип OE_1 в правильном его положении относительно главного кривошипа.

§ 77. Изменение наполнения, наибольшее и наименьшее наполнение при двойных золотниковых парораспределениях с непереставляемым расширительным эксцентриком. При этих парораспределениях величина наполнения обуславливается расстоянием y между распределяющими краями основного и расширительного золотников при относительном среднем положении золотников. На фиг. 156 цифрами 1 и 2 обозначены распределяющие края для задней стороны. При их сближении левый проходной канал закрывается, а при расположении этих краев один над другим наполнение со стороны крышки прекращается.

Для наглядного изображения влияния этого расстояния на величину наполнения на фиг. 156—161 золотники показаны в трех различных относительных средних положениях. На фиг. 156 это расстояние обозначено через y_1 , на фиг. 158 — через y_2 , а на фиг. 160 — через y_3 . На фиг. 160 расширительный золотник при относительном среднем положении перекрывает левый проходной канал, а на фиг. 156 и 158 подобное перекрытие не происходит. Описанный внешней перекрышей основного золотника e круг прежде всего на диаграмме фиг. 155 определяет оба положения главного кривошипа OV_1 и OE_2 , при которых левый канал цилиндра отсрывается и закрывается соответствующим проходным каналом внизу. Но в период перемещения главного кривошипа из положения OV_1 в положение OE_2 свежий пар может поступать за поршень только до тех пор, пока расширительный золотник оставляет открытым левый проходной канал вверх. Этот период обуславливается расстоянием y .

Если золотники при своем относительном среднем положении установлены согласно фиг. 156, то расширительный золотник открывает и закрывает левый проходной канал при изображенном на фиг. 157 положении, т. е. при относительном пути $\xi_1 = -y_1$. При этом середина M'' расширительного золотника смещена влево от середины M' основного золотника на расстояние y_1 . Открывание канала происходит тогда, когда золотники возвращаются в относительное среднее положение (при убывании ξ_1), а закрывание происходит при выходе из этого положения (при возрастании ξ_1). Для определения соответствующих положений главного кривошипа из центра O радиусом y_1 чертят круг и находят точки пересечения его c_1, c_2 с относительным золотниковым кругом OD_1 . При положении главного кривошипа $Os_2 VI_1$ расширительный золотник открывает, а при $Os_1 I_1$ закрывает левый проходной канал. Но так как этот канал приходит в сообщение с левым каналом цилиндра только при положении кривошипа OV_1 , то свежий пар может поступать за поршень в течение периода поворачивания главного кривошипа из положения OV_1 в положение OI_1 . Соответствующий этому путь золотника составляет AB_1 .

При показанном на фиг. 158 относительном среднем положении золотников находим, что открывание и закрывание левого проходного канала расширительным



Фиг. 163.

золотником по фиг. 159 происходит при относительном пути золотника $\xi_r = -y_2$. Описанный из центра O на фиг. 155 радиусом y_2 круг пересекает круг OD_r в точках c_3 и c_5 . Таким образом, OVI_2 и OI_2 изображают собой положения главного кривошипа в момент открывания и закрывания канала. Так как $y_2 < y_3$, то теперь путь наполнения составляет только AB_3 .

Наконец, для изображенного на фиг. 160 относительного среднего положения расширительный золотник на фиг. 161 при открытии и закрытии рассматриваемого проходного канала должен быть смещен относительно основного золотника на путь $\xi_r = +y_3$. В противоположность обоим предыдущим случаям открывание происходит при возрастании ξ_r , а закрывание — при его убывании. Описанный на фиг. 155 из центра O радиусом y_3 круг пересекается с относительным золотниковым кругом OD_r в точках c_3 и c_5 . Таким образом при положении главного кривошипа OVI_3 происходит открытие, а при OI_3 — закрытие проходного канала. Так как y_3 расположено по другой стороне крестки 2, нежели y_1 и y_2 , то путь наполнения здесь составляет только AB_3 .

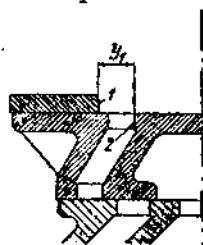
Рассматривая расстояние y , как перекрышу расширительного золотника относительно основного, при среднем относительном положении обоих, а следовательно, принимая расстояние y_3 на фиг. 160 положительным, а расстояния y_1 и y_2 на фиг. 156 и 158 отрицательными перекрышами, можно сказать вообще: «чем меньше перекрыша расширительного золотника при относительном среднем положении, тем больше бывает наполнение».

Наибольшим допускаемым наполнением при изображенных на фиг. 155 условиях может считаться то, которое соответствует положению главного кривошипа OI_m со стороны крышки. Это положение получается путем отложения угла $\varphi = E_x OD_r$ по другой стороне OD_r . Если бы было желательно допускать еще большее наполнение, то расширительный золотник, после достижения им в OD_r своего относительного левого мертвого положения, должен был бы еще раз открыть левый проходной канал ранее закрытия канала цилиндра основным золотником, происходящего при положении главного кривошипа OE_x . В этом случае произошел бы вторичный впуск пара или так называемое добавочное наполнение, которое обнаружилось бы внезапным ударом на поршень и поэтому недопустимо. При условиях, изображенных на фиг. 170, стр. 160, где мертвое положение OD_r расположено сзади OE_x по направлению вращения машины, подобное наполнение исключается само собой.

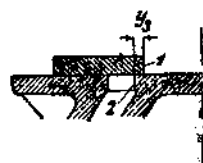
При определении величины наименьшего наполнения для рассматриваемых парораспределений необходимо принять во внимание, что объем проходного канала составляет часть вредного пространства машины и что остающийся в нем после закрытия расширительного золотника пар участвует в расширении за поршнем до положения главного кривошипа OE_x . Поэтому абсолютное нулевое наполнение здесь возможно лишь тогда, когда установленный на низшем пределе расширительный золотник вообще не открывает проходного канала, так что перекрытие расширительного золотника может быть увеличено до $y_3 \geq r$. Если наибольшее перекрытие y сделано только равным отрезку y_0 (фиг. 155), отсекаемому положением главного кривошипа OV_r на относительном золотниковом круге, то расширительный золотник едва только закрывает проходной канал в тот момент, когда основной золотник открывает канал цилиндра. Но так как поступивший в проходной канал до закрытия его расширительным золотником пар поступает в цилиндр, то в действительности здесь не происходит нулевого наполнения.

На диаграмме Мюллера-Рело (фиг. 162) также можно видеть уменьшение наполнения с увеличением перекрыши y расширительного золотника. Для этой цели требуется только с надлежащей стороны провести не показанные на чертеже параллели к прямой $x_r - x_r$ на расстояниях y_1, y_2, y_3 и найти точки их пересечения b_1, b_4 и соответственно b_2, b_5 и b_3, b_6 с относительным золотниковым кругом. Тогда OI_1, OI_2, OI_3 опять изображают собой положения главного кривошипа, при которых расширительный золотник, соответственно установке на фиг. 156, 158 и 160, закрывает левый проходной канал, а OVI_1, OVI_2 и OVI_3 — положения главного кривошипа, при которых расширительный золотник открывает этот канал. Затем OI_m дает определенное положение для наибольшего наполнения без образования добавочного наполнения.

§ 78. Парораспределения двойными золотниками с распределенным вышеприведенным внутри впуском пара. При поршневых золотниках, согласно (стр. 133) соображениям, выгодно применять внутренний выпуск пара. Если он применен сперва только у расширительного золотника парораспределения двойным золотником и если 1 и 2 на фиг. 164 и 165 изображают распределяющие края золотников, то обозначенная на этих фигурах через y_1 и соответственно y_2 переменная перекрышка обоих золотников в относительном среднем их положении опять определяет собой наполнение. Не трудно видеть, что теперь расширительный золотник при открывании и закрывании проходного канала дв. жется относительно основного золотника противоположно тому, как это имеет место при наружном впуске пара. Поэтому относительный эксцентрик OE , долж. и иметь положение, диаметрально противоположное его положению в других употребительных случаях. Это положение, путем построения изображенного на фиг. 166 сплошными линиями параллелограмма, определяет необходимое для внутреннего пуска положение OE , расширительного эксцентрика, который должен быть заклинен под углом отставания δ .

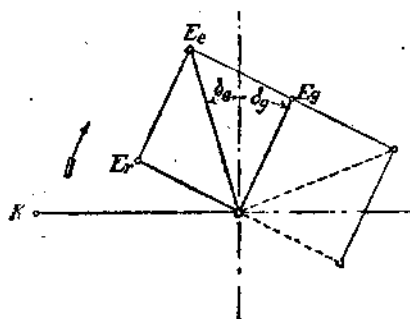


Фиг. 164.

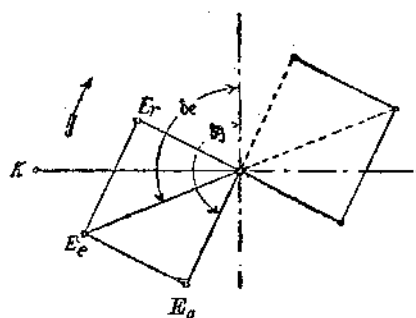


Фиг. 165.

Если не только расширительный, но и основной золотник отсекает выпуск пара внутри, как это, впрочем, бывает довольно редко, то по фиг. 167 и основной эксцентрик OE , должен занимать положение, противоположное требуемому при впуске снаружи. Путем построения изображенного сплошными линиями параллелограмма определяются OE , и δ , для этого случая.



Фиг. 166.



Фиг. 167.

При построении диаграмм здесь необходимо точно установить, какой круг диаграммы Цейнера или, соответственно, какая сторона диаграммы Мюллера-Рело служит для положительных и отрицательных смещений золотника.

§ 79. Площади впуска, кривые открытия и закрытия каналов при парораспределениях двойными золотниками. На диаграмме Цейнера (фиг. 168) площадь впуска основного золотника (между каналом цилиндра и проходным каналом определяется вышеуказанным на стр. 121 способом, а следовательно, для канала со стороны крышки изображается площадью m, n, p . Наибольшее открытие, при полном открытии золотником проходного канала, равно ширине a_1 последнего.

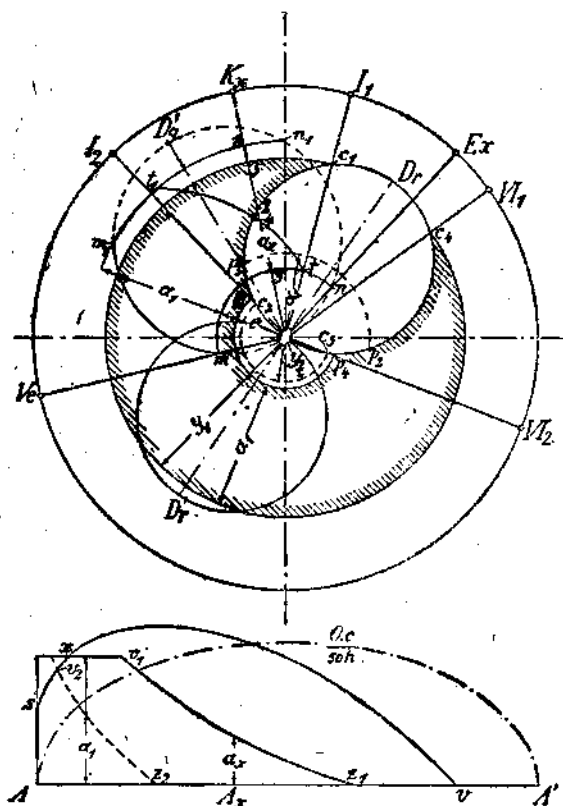
Площадь впуска расширительного золотника (с верхней стороны проходного канала) зависит от наполнения в данный момент. Если, напр., по фиг. 156, стр. 154, y_1 изображает расстояние между распределяющими краями 1, 2 при относительном среднем положении золотников, то, согласно приведенным в § 77 данным, открытие происходит при положении главного кривошипа OVI_1 , а закрытие—при положении OI_1 на фиг. 168. Затем проходной канал сверху вполне открывается и с ответственно начинает закрываться, когда согласно фиг. 156 края 1 и 4 расположены друг над другом, т. е. когда относительный путь золотника составляет

$$\xi_r = -(y_1 - a_1).$$

Соответствующие этому пути оба положения главного кривошипа на фиг. 168 проходят через p_4 и p_1 . Таким образом, $c_4 p_4 p_1 c_1$ представляет собой площадь впуска расширительного золотника на основном золотнике. Площадь ограничена обоими кругами радиусом y_1 и $y_1 - a_1$ и примыкает с обеих сторон к относительному золотниковому кругу OD . На чертеже она обозначена заштриховкой краев.

Каждое положение кривошипа отсекает на обеих площадях впуска соответствующее отверстие каналов цилиндра и проходного. Так, при положении OK_x главного кривошипа для упомянутого положения золотника отрезок 1—5 дает открытие первого, а 2—3—открытие второго канала. Для скорости пара, конечно, принимается в расчет меньшее из этих

отверстий, а следовательно, при положении OK_x главного кривошипа принимается в расчет отрезок $a_x = 2 - 3$. Этот отрезок, отложенный от круга e , дает точку 4. Нанося подобным же путем на каждое положение главного кривошипа между OV_e и OI_1 от круга e постоянно меньший отрезок обеих площадей впуска, находим ограниченную толстыми сплошными линиями площадь $m m_1 t_1 t_2$, которая может служить площадью впуска двойного золотника при рассматриваемом наполнении. Из нее видно, что сначала основной золотник дает меньшие отверстия; но замыкание проходного канала производится расширительным золотником. Вместо откладывания отрезков a_x на положении главного кривошипа, можно откладывать их в виде ординат в соответствующих положениях поршня, как это сделано на нижней части фиг. 168. Тогда $Asxv_1 z_1$ представляет собой кривую открытия парораспределения при данном наполнении. Отрезок sx контура представляет собой часть эллипса основного золотника sxv (см. стр. 124), а отрезок $v_1 z_1$ определяет собой скорость, с которой про-



Фиг. 168.

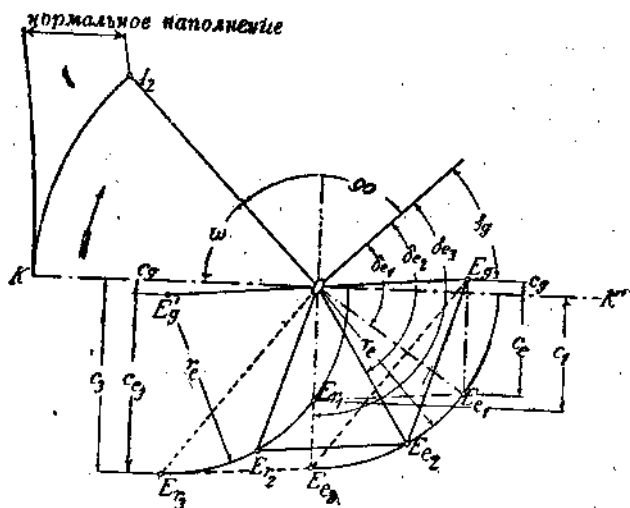
исходит закрытие канала. Там, где кривая $v_1 z_1$ пересекает построенную по изложению на стр. 121 кривую торможения, которая на чертеже для скорости пара 50 м/сек и бесконечно длинного шатуна нанесена в виде эллипса, начинается торможение пара при закрывании канала.

Подобным же путем определяются площади впуска и кривые открытия для всякого другого наполнения. Так, например, для показанной на фиг. 158 (стр. 154) установки золотника, дающей верхнее закрытие канала при положении главного кривошипа OI_2 (фиг. 168), а открытие канала при положении OVI_2 , площадь впуска расширительного золотника ограничивается кругами $c_2 c_5$ и $p_2 p_5$ и прилегающими частями обоих относительных золотниковых кругов. Круги $c_2 c_5$ и $p_2 p_5$, имеющие радиусами y_2 и $y_2 - a_1$, теперь лежат с противоположных сторон точки O . Поэтому отрезок, дающий на отдельных положениях главного кривошипа или на их продолжениях за O открытие проходного канала, находится здесь, начиная с положения OVI_2 , в периоде открывания этого канала между кругами $c_5 c_2$ и дугой $c_5 O c_2 p_5$, в периоде полного открытия — между кругами $c_5 c_2$ и $p_2 p_5$, а в периоде закрывания до положения OI_2 — опять между кругом $c_5 c_2$ и дугой $p_2 c_5 O c_2$. Кривая $Asv_2 z_2$ (фиг. 168 внизу) дает кривую открытия парораспределения для рассматриваемого наполнения со стороны крышки.

На диаграмме Мюллера-Рело (фиг. 163, стр. 155), площадь $V_m n_1 E_s$, как и при простом корабчатом золотнике, изображает собой площадь выпуска основного золотника. Площадь выпуска расширительного золотника здесь изображается двумя полосами, которые, например, для установившегося золотника, изображенной на фиг. 156, стр. 154, ограничиваются двумя прямыми $b_1 b_2$ и $p_1 p_2$, проведенными параллельно $x_s - x_s$ на расстоянии y_1 и соответственно $y_1 - a_1$ с обеих сторон упирающимися в относительный золотниковый круг $E_s E_s'$. Эти полосы отмечены путем заштриховки их краев. При каком-нибудь производном положении главного кривошипа OK_s отрезок $1-3$ изображает собой открытие канала цилиндра каналом основного золотника расширительным золотником. Значение a_s , как меньшее из обоих открытий, отложенное от точки 3 на $3-1$, дает точку δ . Повторяя подобное построение для каждого положения главного кривошипа между OV_s и OI_1 , получаем площадь выпуска $V_m t_1 t$ всего парораспределения при данном наполнении. Отложенные в виде ординат в различных положениях поршня, значения a_s опять дают изображенную на фиг. 168 внизу кривую открытия.

Закрывание канала при отдельных наполнениях парораспределения двойным золотником происходит с различной быстротой. Поэтому для проектируемого парораспределения размеры должны быть выбраны таким образом, чтобы при наиболее употребительном нормальном наполнении происходило возможно выгодное закрытие канала.

Но из выбираемых размеров парораспределения двойным золотником с непостоянным расширительным эксцентризмом размеры основного золотника, т. е. угол опережения δ_s и эксцентриситет его r_s , уже определяются выпуском пара. Затем эксцентриситет r_s расширительного золотника обыкновенно делается такой же величины или несколько больше r_s . Таким образом, для свободного выбора остается только угол опережения δ_s . Для определения влияния этого угла на закрывание канала при определенном положении главного кривошипа ¹⁾



Фиг. 169.

пусть на фиг. 169 прямая OI_2 изображает наклоненное к мертвому положению под углом ω положение кривошипа, соответствующее концу нормального наполнения. Эксцентрик кривошип основного золотника, опережающий главный кривошип на угол $90 + \delta_s$, при этом занимает положение OE_s . Построив для различных углов опережения $\delta_{s1}, \delta_{s2}, \delta_{s3}$ и соответствующих им положений расширительного эксцентрикового кривошипа $OE_{s1}, OE_{s2}, OE_{s3}$ параллелограммы эксцентриситетов и относительные эксцентрики кривошипы, найдем, что конечные точки последних E_{s1}, E_{s2}, E_{s3} лежат на окружности круга, описанного из расположенной диаметрально противоположно E_s точки E_s' радиусом r_s . Скорость, с которой происходит закрытие канала, обуславливается относительной скоростью обоих золотников. Последняя равна алгебраической сумме скоростей c_s и c_s основного и расширительного золотников. Скорости же c_s и c_s в каждый данный момент пропорциональны соответствующим ординатам круга эксцентрикового кривошипа на горизонтальном направлении хода. Таким образом, на нашем чертеже при положении главного кривошипа OI_2 относительная скорость золотников для угла опережения расширительного эксцентрика δ_{s1} пропорциональна отрезку $c_1 = c_s + c_{s1}$; при угле опережения δ_{s2} она будет пропорциональна отрезку $c_2 = c_s + c_{s2}$ и т. д. Отсюда видно, что наибольшая относительная

¹⁾ По Ватцингеру в Zeitschr d. Ver. deutsch. Ing. 1906, стр. 115.

скорость и наимыгоднейшее закрытие канала при выбранных размерах будут иметь место для угла опережения $\delta_{эз}$, при котором эксцентриковый кривошип $OE_{эз}$ при закрытии канала расположен перпендикулярно к направлению хода и имеет наибольшую свою скорость. Угол опережения расширительного эксцентрика тогда составит $\delta_{эз} = 180 - \omega$. Все большие или меньшие углы опережения δ дают меньшие скорости закрытия. Во всяком случае соответствующий углу опережения $\delta_{эз}$ относительный эксцентриситет $r_э = OE_{эз}$ довольно велик; но так как с возрастанием $r_э$ возрастают не только размеры обоих золотников (см. § 80), но также и работа их трения, то в большинстве случаев необходимо довольствоваться менее выгодным закрытием канала. При этом рекомендуется выбрать угол $\delta_{эз}$ между $\delta_{э1}$ (относительный эксцентриковый кривошип перпендикулярен к направлению хода при положении главного кривошипа OI_2) и $\delta_{эз} = 180 - \omega$ (расширительный эксцентриковый кривошип перпендикулярен к направлению хода при положении OI_2).

Некоторые выбирают угол опережения δ расширительного эксцентрика таким образом, что точка E , относительного кривошипа OE , в конце нормального наполнения (положении главного кривошипа OI_2 на фиг. 169) отстоит на $\frac{a_1}{2}$ влево от вертикали через O , где a_1 — ширина пропускного канала в основном золотнике.

§ 80. Парораспределение Мейера. Расширительный золотник здесь состоит из двух пластинок (фиг. 171), из которых одна своей гайкой охватывает правую резьбу, а другая — левую резьбу штока расширительного золотника. Поворачиванием

последней изменяют расстояние между отсекающими краями (перекрышу расширительного золотника), а следовательно, и наполнение.

При проектировании прежде всего необходимо определить угол опережения δ основного золотника. Выбранные величины опережения выпуска и сжатия вместе с опережением выпуска со стороны крышки определяют на произвольно выбранном основании положения поршня A_2 и A_3 (фиг. 170), а также соответствующие положения главного кривошипа OV_2 и OC_0 . Биссектриса OD угла V_2OC_0 образует с вертикалью $Y-Y'$ угол δ . По этому углу известным уже способом устанавливаются такие же периоды парораспределения со стороны кривошипа.

Эксцентриситет основного золотника обыкновенно принимают

$$r_э = a_1 + e, \quad (67)$$

где a_1 — определяемая по уравнению (69) ширина проходного канала. Перебег здесь не требуется, так как при наиболее употребительных средних наполнениях расширительный золотник обыкновенно уже закрывает проходной канал, когда канал цилиндра еще достаточно открыт основным золотником. Но в связи с выпуском пара $r_э$ должен быть $\geq a + i$. Для определения $r_э$ следует поступать таким же способом, как было указано при простом коромысле золотнике. Выбранное опережение выпуска своим положением главного кривошипа в диаграмме Пейнера (фиг. 170) дает на описанном произвольным радиусом круге основного золотника $OD_э'$ круг e , а на диаграмме Мюллера дает перпендикулярную к $OE_э'$ прямую e , и так как расстояние $iD_э'$ согласно уравнению (67) соответствует ширине a_1 , то отношение обоих этих значений дает масштаб фигуры, а следовательно, и действительные величины $r_э$, e , i и т. д.

Эксцентриситет расширительного золотника в выполненных машинах колеблется между

$$\left. \begin{aligned} r_э &= r_э \text{ до } 1,3r_э \\ \text{а относительный эксцентриситет между} \\ r_э &= 1,8a_1 \text{ до } 2a_1 \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

При выборе угла опережения δ , для этого золотника следует руководствоваться приведенными в § 79 данными и принять в соображение, что, с одной стороны, при соответствующем кону нормального наполнения положении главного кривошипа OI_2 (фиг. 169, стр. 159) относительная скорость золотников имеет наилучшее значение, но, с другой стороны, относительный эксцентриситет и обусловленные им работа трения и размеры золотника не должны быть слишком велики.

При помощи найденных таким образом угла опережения и эксцентриситетов по § 76 можно вычертить полную золотниковую диаграмму. Последняя своими относительными кругами дает требуемые перекрытия y_1 и y_2 соответственно для наибольшего и наименьшего наполнений и соответствующие им положения главного кривошипа OI_1 и OI_2 (см. фиг. 155, стр. 154, и фиг. 162, стр. 154). Значения y_1 и y_2 служат для определения размеров золотника по нижеприведенному способу.

При выборе наибольшего наполнения необходимо иметь в виду предупреждение добавочного наполнения (см. стр. 156). При перестановке наполнения от руки и предупреждения разбега при помощи регулятора с дроссельным клапаном наименьшее наполнение достаточно сделать от 3 до 5%.

Размеры золотника сообразно фиг. 171 и 172 определяются нижеприведенными уравнениями.

Ширина проходного канала в основном золотнике

$$a_1 = 0,8a \text{ до } a, \quad (69)$$

где a — вычисленная ширина канала цилиндра.

Для предупреждения отрывания проходного канала внутренним краем 3 расширительной пластинки при наименьшем наполнении и относительном мертвом положении (см. изображенное пунктиром на фиг. 172 положение) длина расширительной пластинки должна быть

$$p = r + y_2 + a_1 + \sigma, \quad (70)$$

где σ — предохранительное перекрытие = от 8 до 15 мм.

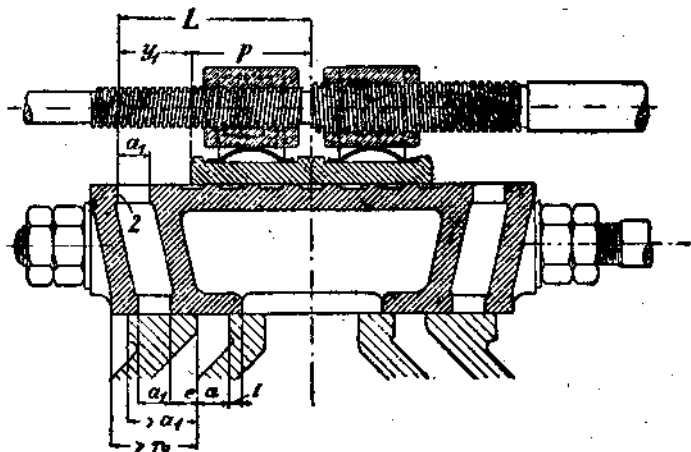
Расстояние наружного края 2 проходного канала от середины основного золотника при соприкасающихся между собой пластинках в положении наибольшего наполнения (фиг. 171)

$$L = p + y_1. \quad (71)$$

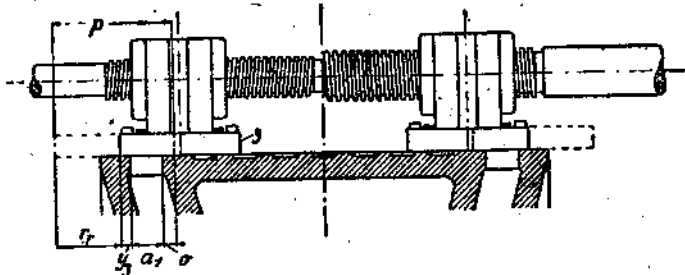
Полная перестановка пластинок между их положениями для наибольшего и наименьшего наполнений

$$u = y_2 + y_1, \quad (72)$$

где y_1 и y_2 означают положительное или отрицательное наполнения и должны быть подставлены в уравнение с их знаками.



Фиг. 171.



Фиг. 172.

Для того, чтобы свежий пар поступал в цилиндр только через проходной канал, а не непосредственно из золотниковой коробки, наружные закраины зеркала цилиндра должны иметь показанную на фиг. 171 ширину. То же самое можно сказать относительно показанного расстояния между наружными краями канала основного золотника и цилиндра.

Неравенство наполнения по обеим сторонам поршня, обусловленное конечной длиной шатуна, здесь должно быть устранено для наиболее употребительного наполнения. Установка на это наполнение производится тем, что середину между обеими расширительными пластинками заставляют колебаться не относительно середины основного золотника, а относительно плоскости, отстоящей от этой середины по направлению к крышке на величину $0,5 (y_2' - y_2)$, где y_2' и y_2 — перекрыши для нормального наполнения соответственно со стороны кривошипа и крышки ¹⁾. Однако при одинаковом ходе обеих винтовых резьб золотникового штока после подобной установки одинакового с обеих сторон цилиндра нормального наполнения остальные наполнения не получают одинаковыми по обеим сторонам поршня, причем разница между ними бывает тем больше, чем более они приближаются к предельным наполнениям. Путем неодинаковой винтовой резьбы на золотниковом штоке эта разность до известной степени может быть устранена. Но в большинстве случаев даже при одинаковой резьбе вполне возможно, и обыкновенно также достаточно, хотя бы приблизительно уравнить не только нормальное наполнение, но также и ближайшие к нему наполнения по обе стороны поршня.

Для оценки подобного уравнивания наполнения может служить следующий способ. От относительных золотниковых кругов (фиг. 178, стр. 164) заимствуют соответствующие одинаковым путям поршня со стороны крышки и кривошипа перекрыши y_1 и y_1' , y_2 и y_2' , y_3 и y_3' и т. д. и по фиг. 180, стр. 165, откладывают одни в виде абсцисс, а другие в виде ординат от точки O соответственно влево и вверх или вправо и вниз, в зависимости от того, представляют ли они положительные или отрицательные перекрыши. Соединение крайних точек y_1' , y_2' , y_3' и т. д. дает плоскую кривую AB . На этой кривой проводят прямую CD , которая вблизи наиболее употребительного наполнения по возможности мало уклоняется от нее. Тогда горизонтальное расстояние u изображает требуемое смещение расширительных пластинок со стороны крышки при изменении наполнения от наибольшего до наименьшего его значения, а вертикальное расстояние u' ²⁾ — соответствующее смещение со стороны кривошипа. Для $u = u'$ правая и левая винтовые нарезки золотникового штока расширительного золотника могут иметь одинаковый ход винта, а для u , отличного от u' , ходы обоих винтов должны находиться в отношении u к u' . Наибольшее и соответственно наименьшее наполнение со стороны кривошипа определяется уже не перекрышами y_1' и y_3' , а перекрышами CE и FD .

§ 81. Парораспределение Мейера с разделенными проходными каналами. Путем разделения проходных каналов с верхней стороны основного золотника по фиг. 174 и 176 повышается скорость закрытия канала при одинаковом относительном эксцентриситете. При одинаковой скорости закрытия разделение каналов допускает меньшие относительные эксцентриситеты, в свою очередь уменьшающие работу трения золотника и полное его перемещение u . При разделении канала пополам (фиг. 174) каждое отделение при неизменной высоте канала $h = h_1 = h_2$ имеет сверху ширину $a_2 = \frac{1}{2}a_1$, а при разделении на три части (фиг. 176) $a_2 = \frac{1}{3}a_1$. Длина пластинок p определяется затем из уравнения (70) со значением a_2 вместо a_1 , а при помощи расстояния y_1 для наибольшего наполнения могут быть намечены края 1, 5 и 9 при относительном среднем положении золотников. Затем остается еще определить положение краев 3 и 7 или соответственно обуславливаемые ими ширины щелей w , w_1 и w_2 , которые определяются следующим условием.

Наиболее позднее открытие ветви II пополам разделенного проходного канала на фиг. 174, т. е. наиболее позднее положение края 3 расширительного золотника,

¹⁾ В действительности это удлинение определяют пробным путем, изменяя длину золотникового штока до тех пор, пока расширительный золотник не даст одинакового наполнения с обеих сторон.

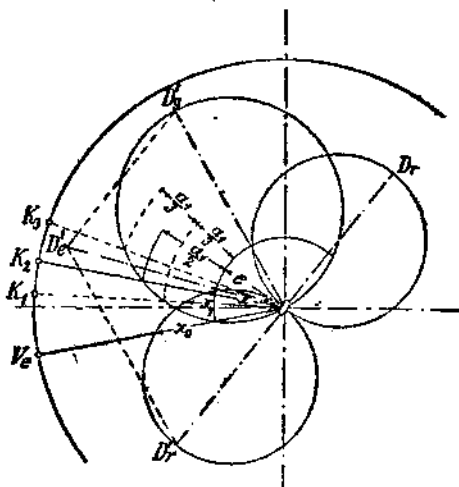
²⁾ Размер u' на фиг. 180 должен считаться только до горизонтали через D .

движущегося относительно справа влево над краем канала 6, должно происходить при открытии канала цилиндра основным золотником на ширину $1/2 a_1$. По диаграмме на фиг. 173 это имеет место при положении OK_2 главного кривошипа. Но OK_2 отсекает на относительно золотниковом круге отрезок x , т. е. при указанном положении главного кривошипа расширительный золотник перемещен относительно основного золотника вправо на $\xi_r = +x$, т. е. вправо на величину x . Поэтому для удовлетворения указанному условию край 3 при относительном среднем положении должен отстоять от края 6 влево на величину x (фиг. 174). Если это условие удовлетворено для наибольшего наполнения, то оно удовлетворяется также и для всех остальных наполнений. Таким образом для ширины канала получается значение

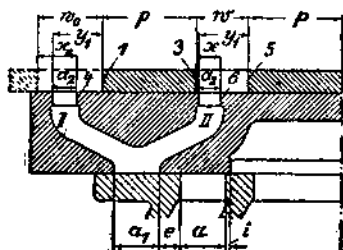
$$w \geq x - a_2 + y_1, \quad (73)$$

где y_1 — абсолютное значение перекрыши для наибольшего наполнения.

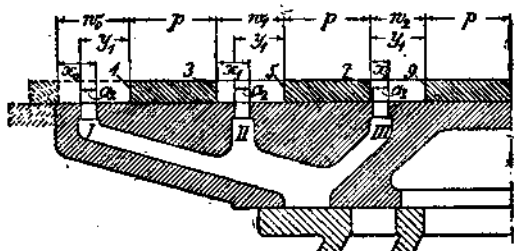
При разделении канала на 3 части по фиг. 176 расстояние x_1 для средней ветви II канала должно иметь наименьшее значение, получаемое на фиг. 173 при положении главного кривошипа OK_1 (открытие канала цилиндра на $1/3 a_1$), а расстояние x_2 для внутренней ветви III канала должно иметь наименьшее значение, даваемое положением главного кривошипа OK_3 (открытие канала цилиндра на $2/3 a_1$ на фиг. 173). Значения w_1 и w_2 получаются из уравнения (73) путем подстановки вместо x значения x_1 или соответственно x_2 .



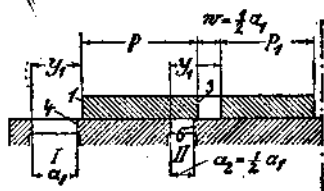
Фиг. 173.



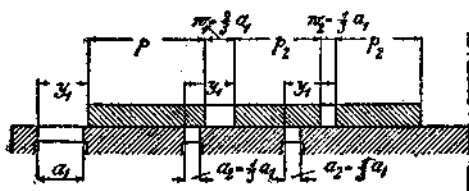
Фиг. 174.



Фиг. 176.



Фиг. 175.



Фиг. 177.

Если расширительный золотник имеет показанный на фиг. 174 и 176 пунктиром выходящий за ответвление I канала уступ, то ширина щели w_0 должна быть соразмерена так, чтобы открытие ветви I происходило не позднее начала опережения впуска. Следовательно, расстояние x_0 по меньшей мере должно иметь размер хорды, отсекаемой на фиг. 173 положением главного кривошипа OV_1 на относительно золотниковом круге.

Несколько меньшие размеры золотников получаются, если придать наружной ветви ширину a_1 , как на фиг. 175 и 177. В этом случае при разделенном пополам

канале для расположения края 3 над краем 6 при совпадении 1 и 4 ширина щели должна быть $w = \frac{1}{3}a_1$. При этом ветвь II опять открывается настолько, насколько ветвь I закрывается.

При делении канала на три части необходимо сделать $w_1 = \frac{2}{3}a_1$, $w_2 = \frac{1}{3}a_1$. При этом длина пластинки p получается непосредственно из уравнения (70), стр. 161, а p_1 и p_2 получается из того же уравнения при подстановке в него a_2 вместо a_1 .

§ 82. Пример проектирования парораспределения Мейера. Требуется определить размеры мейеровского парораспределения для горизонтальной машины

с выпуском в атмосферу $D = 0,3$, $S = 0,6$ м и $n = 100$.

Для полезной площади поршня $O = 707 \text{ см}^2$ и средней скорости поршня $c_m = 2 \text{ м/сек}$ из уравнения (56), стр. 112, при $w = 35 \text{ м/сек}$ получается поперечное сечение канала

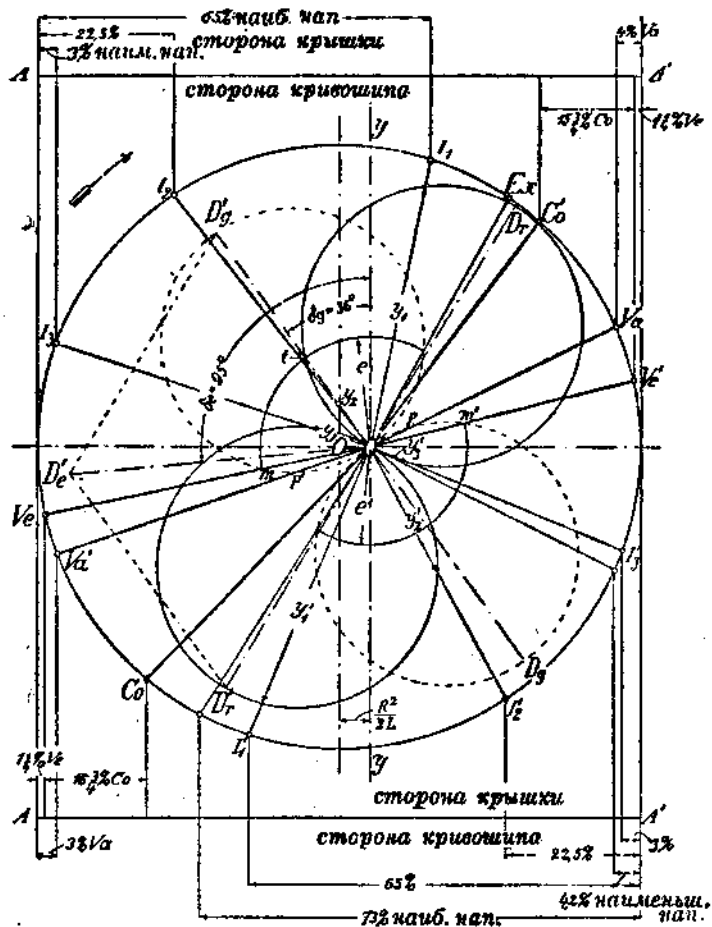
$$f = \frac{707 \cdot 2}{35} \cong 40,5 \text{ см}^2.$$

При высоте канала $h = 23 \text{ см}$ ширина канала получается

$$a = \frac{40,5}{23} \cong 1,8 \text{ см} = 18 \text{ мм}.$$

При высоте $h_1 = h = 23 \text{ см}$ ширина проходного канала в основном золотнике составит $a_1 = 0,9 \cdot 1,8 \cong 1,6 \text{ см} = 16 \text{ мм}$.

Если сжатие вместе с опережением впуска со стороны крышки должно составлять 18%, а опережение выпуска с той же стороны должно составлять 4%¹⁾, то на фиг. 178, где конечная длина шатуна принята в расчет по способу Брикса (стр. 87), положения $O'S_0$



Фиг. 178.

и $O'V_0$ получаются на произвольном круге, описываемом цапфой главного кривошипа. Делением угла $C_0'O'V_0$ пополам определяется угол опережения основного золотника $\delta \cong 36^\circ$. Со стороны кривошипа такое же сжатие давало бы весьма малое опережение выпуска. Поэтому здесь сжатие плюс опережение впуска принято только в 17%, причем путем перенесения угла $C_0'O'D_0'$ в $D_0'O'V_0$ получается опережение выпуска в 3%.

Основной золотниковый круг $O'D_0'$ произвольного диаметра (35 мм) пересекает положение кривошипа OV_0 в точке m , через которую проходит круг e . Отрезок $D_0't = 20 \text{ мм}$ при $r_0 = e + a_1$ тогда соответствует ширине проходного

¹⁾ Размеры основного золотника выбраны по построенной на заводе Свидерского в Лейпциге машине с плоскостолотниковым парораспределением Ридера (стр. 172) такого же размера. Но можно рекомендовать более значительное опережение выпуска.

канала $a_1 = 16$ мм; следовательно, масштаб фигуры составляет $20 : 16 = \frac{5}{4}$ натуральной величины, так что получается:

$$\text{эксцентриситет основного эксцентрика } r_g = \frac{4}{5} \cdot 35 = 28 \text{ мм,}$$

наружная перекрыша

$$\text{со стороны крышки } e = \frac{4}{5} \cdot O'm = \frac{4}{5} \cdot 15 = 12 \text{ мм,}$$

$$\text{со стороны кривошипа } e' = \frac{4}{5} \cdot O'm' = \frac{4}{5} \cdot 12,5 = 10 \text{ мм,}$$

внутренняя перекрыша

$$\text{со стороны крышки } i = \frac{4}{5} \cdot O'p = \frac{4}{5} \cdot 6 \cong 5 \text{ мм,}$$

$$\text{со стороны кривошипа } i' = \frac{4}{5} \cdot O'p' = \frac{4}{5} \cdot 10,5 \cong 8,5 \text{ мм.}$$

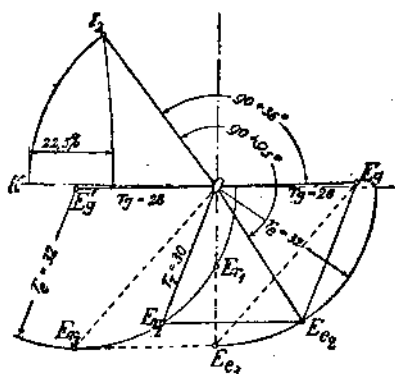
Условие $r_g \cong a + i$ здесь выполнено.

Для расширительного золотника сообразно уравнению (68), стр. 160, выбран эксцентриситет

$$r_e = 1,15 \cdot 28 \cong 32 \text{ мм.}$$

Выбор угла опережения произведен по приведенным на стр. 160 данным.

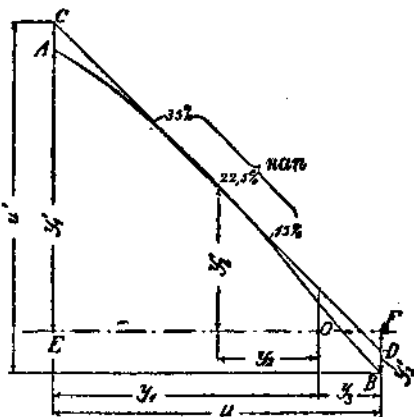
На фиг. 179 положение OI_2 представляет собой соответствующее нормальному наполнению в 22,5% положение главного кривошипа; OE_g — соответствующее положение основного золотникового кривошипа. Положение OE_{e2} принято между положением OE_{e1} (относительный эксцентрик кривошип перпендикулярен к направлению хода) и положением OE_{e3} (расширительный эксцентрик кривошип перпендикулярен к направлению хода). Путем построения параллелограмма на OE_{e2} и OE_g определяется



Фиг. 179.

$$\delta_e = 95^\circ \text{ при } r_e = OE_{e2} = 30 \text{ мм.}$$

Дополнив на фиг. 178 параллелограмм $O'D_1'D_2D_1'O$ путем нанесения $r_e = O'D_1'$ (в $\frac{5}{4}$ натур. величины и проведения параллельных линий, находим на относительных золотниковых кругах, построенных на диаметрах $O'D_1$ и $O'D_2$, требуемые перекрыши расширительного золотника для одинакового наполнения по обеим сторонам поршня, как, например, y_1 и y_1' для наибольшего наполнения в 65%, y_2 и y_2' для нормального наполнения в 22,5% и y_3 и y_3' для наименьшего наполнения в 3%. Соответственные значения нанесены на фиг. 180¹⁾ от точки O в виде абсцисс и ординат по вышеизложенному (стр. 162) способу, и на полученной таким образом кривой AB проведена прямая CD таким образом, что наполнения от 15 до 35% приблизительно одинаковы для обеих сторон поршня. При этом $u = u'$, так что винтовые резьбы на золотниковом штоке расширительного золотника могут



Фиг. 180.

¹⁾ На фиг. 180 значение u' должно измеряться до горизонтали через D.

иметь одинаковый ход. Из фиг. 180 тогда получаются перекрыши при наибольшем и соответственно наименьшем наполнении:

со стороны крышки

$$OE = \frac{4}{5} \cdot 35 = 28 \text{ мм}, \quad OF = \frac{4}{5} \cdot 8,5 \cong 7 \text{ мм},$$

со стороны кривошипа

$$CE = \frac{4}{5} \cdot 41 \cong 33 \text{ мм}, \quad FD = \frac{4}{5} \cdot 2,5 = 2 \text{ мм},$$

а полное смещение пластинок по уравнению (72), стр. 161, составляет:

$$u = u' = 7 + 28 = 2 + 33 = 35 \text{ мм}.$$

Со стороны крышки остаются вышеуказанные предельные наполнения 65 и 3%. Со стороны кривошипа, наоборот, в золотниковом круге $O'D'$ при новой перекрыше FD получается наименьшее наполнение около 4,2%. Так как $CE > r$, то наибольшее наполнение со стороны кривошипа ограничивается основным золотником и составляет около 73%. Из разности соответствующих перекрыш для одинаковых наполнений по обоим сторонам поршня, как, например,

$$CE - OE = 33 - 28 = 5 \text{ мм} \text{ и } OF - FD = 7 - 2 = 5 \text{ мм},$$

следует, что при установке на одинаковое наполнение расширительный золотник колеблется не относительно середины основного золотника, а относительно плоскости, отстоящей от середины в сторону крышки на $z = \frac{1}{2} \cdot 5 = 2,5 \text{ мм}$.

Наконец по вышеприведенным перекрышам для предельных наполнений из уравнений (70) и (71), стр. 161, вычисляются для стороны крышки (фиг. 181):

длина пластинки расширительного золотника ($\sigma = 12$)

$$p = 30 + 7 + 16 + 12 = 65 \text{ мм},$$

расстояние наружного края канала от середины основного золотника, с добавлением 8 мм на запячки бронзовых гаек

$$L = 65 + 28 + 8 = 101 \text{ мм},$$

а для стороны кривошипа

$$p' = 30 + 2 + 16 + 12 = 60 \text{ мм}; \quad L' = 60 + 33 + 8 = 101 \text{ мм}.$$

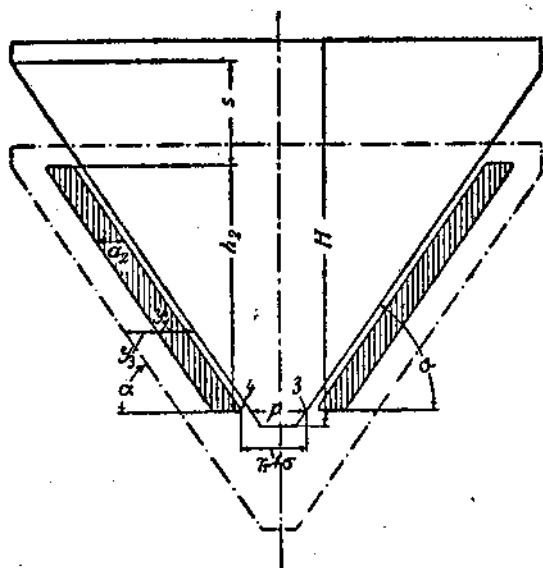
§ 83. Устройство золотника и системы тяг мейеровского парораспределения. Относительно основного золотника можно руководствоваться указаниями, приведенными в § 69. С целью частичной разгрузки или уравновешения расширительного золотника спинка основного золотника снабжена наклонно направленными желобами (фиг. 181, стр. 167), доходящими до окаймленных краев и устьев каналов. Расширительный золотник направляется двумя планками основного золотника. Четырехгранные бронзовые гайки захватывают выступы расширительных пластинок и увлекают последние при своем движении вместе со штоком. Для возможности надевания гаек на золотниковый шток с правой и левой резьбами последнему придают различные диаметры. Пружины служат для прижимания золотников при их поднятии с зеркала.

Шток расширительного золотника в распределении Мейера должен допускать поворачивание в эксцентриковой тяге без изменения своей длины. Поэтому шток часто закрепляется по фиг. 181 помощью вложенной газовой или латунной трубы с гайками по обе стороны отверстия в хомуте, сцепляемом с эксцентриковой тягой. Но лучше для этой цели употреблять указанное в § 86 при распределении Ридера соединение, изображенное на фиг. 4, табл. 7. Для поворачивания штока и перестановки пластинок во время хода машины большей частью служит приспособление, подобное изображенному на фиг. 181 у задней части золотниковой коробки. В расверленной втулке чугунной подставки поворачивается ступица ручного маховичка,

не имеющего никакого поступательного движения. В этой ступке направляется четырехгранный конец золотникового штока при движении его вперед и назад, причем стрелка, движущаяся по резьбе ступицы ручного колеса, указывает на шкале степень наполнения, даваемого парораспределением в каждый данный момент.

В остальном относительно тяг и качающихся частей парораспределения служат все данные, указанные в § 71.

§ 84. Парораспределение Ридера. В этом парораспределении проходные каналы основного золотника со стороны, обращенной к расширительному золотнику, направлены не параллельно, а наклонно в каналах цилиндра, и расширительный золотник устроен в виде трапециoidalной пластинки (фиг. 182). Необходимое для изменения наполнения увеличение или уменьшение расстояния между отсекающими



Фиг. 182.

краями, или перекрыша расширительного золотника, достигается поднятием или опусканием пластинки помощью регулятора, действующего на золотниковый шток при изменении нагрузки машины. Так, например, на фиг. 182 при изображенном сплошными линиями среднем положении золотников перекрыша равна y_1 (отрицательна), а при изображенном пунктиром среднем положении она равна y_2 (положительное значение). Таким образом, при наивысшем положении расширительного золотника происходит наибольшее, а при наивысшем — наименьшее наполнение.

При проектировании парораспределения следует поступать так же, как и для мейеровского парораспределения (стр. 160), и взять из золотниковой диаграммы перекрыши y_1 и y_2 для предельных наполнений и при помощи этих значе-

ний можно вычертить трапециoidalную пластинку и спинку основного золотника по следующим данным. Руководствуясь фигурой 182, делают ширину проходных каналов в основном золотнике у зеркала цилиндра (при одинаковой высоте h с окнами цилиндра)

$$a_1 = 0,8a \text{ до } a,$$

а у расширительного золотника эта ширина должна быть такова, чтобы $a_2 h_2 = a_1 h_1$.

Угол наклона косых отверстий каналов (паровых окошек) и краев трапеции должен быть $\alpha = 30$ до 60° .

Для предупреждения открытия левого канала краем 3 при левом относительном мертвом положении золотников меньшая ширина трапеции должна быть сделана

$$p = r_r + a_2 - y_1 + \sigma. \quad (74)$$

На том же основании должно быть расстояние

$$3 - 4 = r_r + \sigma.$$

Потребная полная перестановка трапеции перпендикулярно к направлению хода должна быть

$$s = (y_1 + y_2) \operatorname{tg} \alpha, \quad (75)$$

а вся высота трапеции

$$H = h_2 + s + 2\sigma.$$

Для y_1 и y_2 в уравнения должны быть подставлены абсолютные значения; предохранительная перекрыша σ делается в 8 до 15 мм.

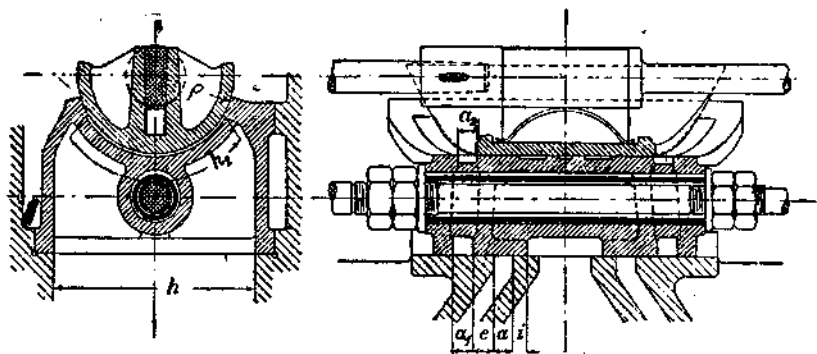
В парораспределениях Ридера вместо плоских расширительных золотников более употребительны круглые расширительные золотники, которые вместе со спинкой основного золотника закруглены по радиусу ρ вокруг оси штока расширительного золотника (фиг. 184). Сопротивление перестановке расширительного золотника обуславливается здесь не плоскостью трапеции, а проекцией круглой цилиндрической поверхности, как плоскостью приложения давления пара, вследствие чего облегчается действие регулятора на распределительный орган.

Трапециодальная развертка круглого расширительного золотника определяется по вышеприведенному способу. Затем полному перемещению s плоского золотника по уравнению (75) соответствует поворачивание круглого золотника на угол

$$\beta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{s}{\rho}, \quad (76)$$

который не должен превышать 60° . Длина или высота h_2 наклонных паровых окошек, в видах достаточного уплотнения круглого золотника, должна быть

$$h_2 \leq 0,75 \rho \text{ или } h_2 \leq 2,35 \rho.$$



Фиг. 184.

Парораспределения Ридера с открытыми круглыми расширительными золотниками находят себе применение только в небольших машинах. При средних и крупных машинах расширительный золотник, в целях надежного и быстрого действия регулятора, устраивается в виде заменного разгруженного (уравновешенного) поршневого золотника Ридера. В развертке этот золотник состоит не из одного, а из двух, трех и более сопряженных между собой трапеций (фиг. 185). Основной золотник, который может быть устроен в виде плоского или поршневого золотника, на спинке также заменут и с каждой стороны снабжен соответственным числом отверстий, сообщающихся с внутренней полостью золотника и с прямыми паровыми окошками у цилиндра. Этим устройством достигается не только разгрузка, но большей частью также и значительное уменьшение длины золотника по сравнению с простым трапециодальным золотником; действительно, так как при n наклонных отверстиях с каждой стороны все поперечное сечение их должно удовлетворять условию

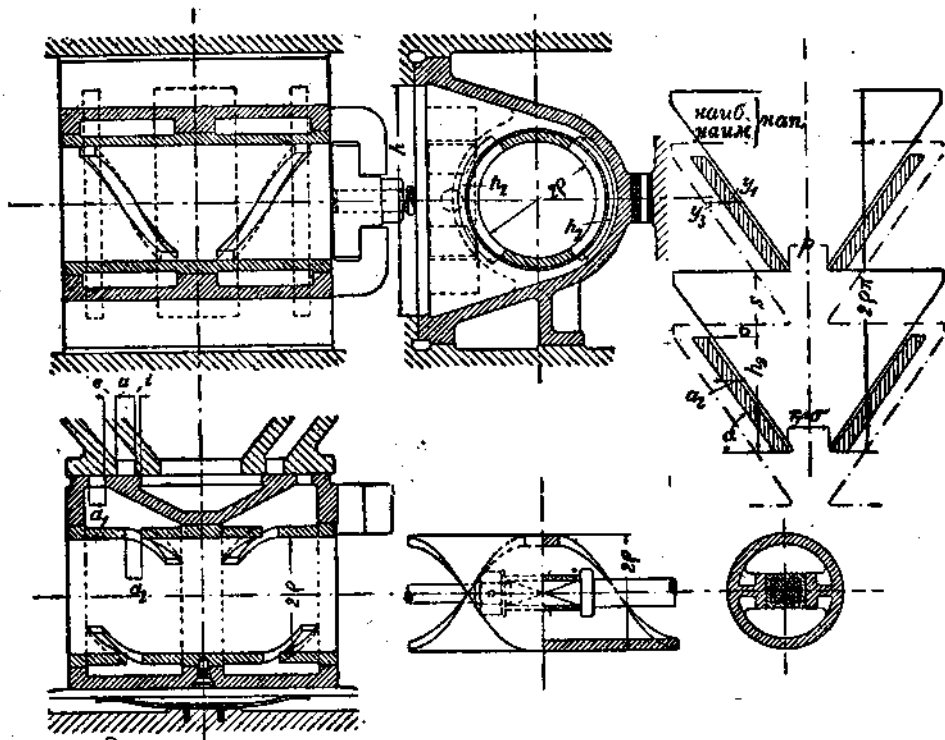
$$n \cdot a_2 \cdot h_2 \geq a_1 \cdot h_1,$$

где a_1 — ширина и h_1 ($= h$) — высота нижнего прямого проходного окна, то при $a_2 > \frac{a_1}{n}$ здесь получается $h_2 < h_1$, а следовательно, длина золотника меньше, нежели при одной трапеции. Если затем $h_2 > \frac{h_1}{n}$, то относительный эксцентриситет r , простого трапециодального золотника может быть сделан меньше без всякого ущерба быстроте закрывания канала. Небольшой размер r , в значительной степени благоприятствует регулируемости парораспределения. Радиус поршневого золотника теперь связан условием

$$2\rho = n(h_2 + s + \sigma),$$

но вместе с тем должен удовлетворять также уравнению (76).

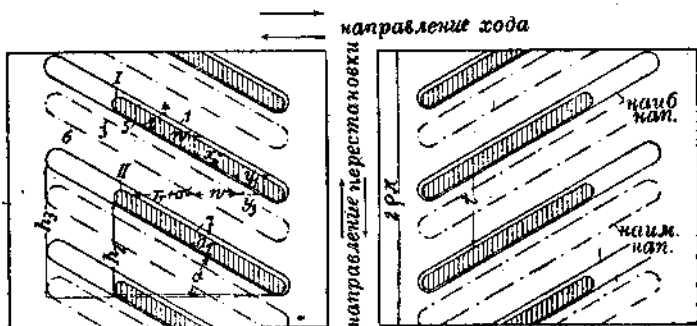
Сбережение на окружности поршневого ридеровского золотника достигается также наклонным расположением горизонтальных контурных линий золотника на фиг. 185. Тогда получаются по фиг. 186 щели, как в мейеровском парораспределении с раздельными проходными каналами (стр. 162). Ширина их должна быть со-



Фиг. 185.

размерена соответственно вышеприведенным данным, т. е. при одинаковой ширине всех щелей она должна быть соразмерена так, чтобы при наибольшем наполнении и в начале опережения впуска расстояние между краями 4, 5 было по меньшей мере равно отрезку x_0 , отсекаемому положением главного кривошипа OV , на относительном золотниковом круге диаграммы. По показанным на фиг. 186 данным легко может быть начерчена развертка поршневого золотника.

Если опять y_1 и y_3 означают перекрыши расширительного золотника соответственно для наибольшего и наименьшего наполнений, то от края 2 окна I откладывают вовнутрь $2-1=y_1$, а от края 4 — наружу $4-5 \geq x_0$. Проведенные через 1 и 5 прямые под углом α в направлении хода дают относительное среднее положение щели при наибольшем наполнении (сплошные линии). На расстоянии $y_3 = 2-3$ находится щель при относительном среднем положении и наименьшем наполнении (пунктирно-штриховые линии). Край 7 окна II, для предупреждения его опережения краем 6, должен быть от него удален на расстояние $r_+ + \sigma$. Этим определяется деление t паровых окон.



Фиг. 186.

Путем вычисления, после подстановки y_1 и y_3 с соответствующими знаками, получается

$$w \geq x_0 - a_2 + y_1 \quad (77)$$

$$t = (r_r + a + w + y_3 + a_2) \operatorname{tg} \alpha. \quad (78)$$

Окружность поршневого ридеровского золотника при n наклонных окнах должна составлять

$$2\pi n = n \cdot t.$$

Высота h_3 щели должна быть соразмерена таким образом, чтобы щель вполне открывала высоту h_2 паровых окон при всех наполнениях. Тем не менее для уменьшения h_3 и длины золотника часто при небольших наполнениях допускают частичное перекрывание.

При парораспределениях с ридеровскими плоскими золотниками для уменьшения размеров золотника и относительного эксцентриситета также удобно снабжать основной золотник несколькими окошками, а расширительный золотник—соответствующими щелями с каждой стороны. На фиг. 2, табл. 7, изображено подобное устройство, при котором нижнее окно отсекается нижним краем золотника, а оба верхних окна отсекаются верхними краями щели.

§ 85. Примеры проектирования ридеровского парораспределения.
1. Изображенное на фиг. 2, табл. 7, плоско-золотниковое ридеровское парораспределение принадлежит горизонтальной машине с выпуском в атмосферу $D=0,3$, $S=0,6$ м и $n=100$ завода Свидаерского в Лейпциге. Требуется определить размеры парораспределения.

Паровые окошки на цилиндре имеют, как и при парораспределении Мейера, ширину $a=1,8$ см и высоту $h=23$ см. Вследствие привинченной бронзовой пластинки окошки проходных каналов основного золотника у зеркала цилиндра имеют размеры $a_1=2$ см и $h_1=2 \cdot 10=20$ см. Но оба эти канала (см. ниже) со стороны крышки открываются только на $r-e=2,8-1,15=1,65$ см, давая при этом поперечное сечение открытия $1,65 \cdot 20=33$ см², т. е. 0,8 от $a \cdot h=1,8 \cdot 23=41,4$ см². Со стороны расширительного золотника в основном золотнике устроено по 3 наклонных отверстия горизонтальной шириной $a_2=1,85$ см и вертикальной высотой $h_2=9,5$ см под углом $\alpha=45^\circ$. Поперечное сечение этих каналов $3 \cdot 1,85 \cdot 9,5=52,725$ см², и вся их высота $3 \cdot 9,5=28,5$ см соответственно значительно больше 33 см² и 23 см. Сообразно этому эксцентриситет и угол опережения расширительного золотника могут быть сделаны меньше, нежели указано на стр. 165 без понижения скорости закрытия каналов. В выполненном золотнике сделано

$$r_s=25 \text{ мм и } \delta_s=70^\circ.$$

Размеры основного золотника одинаковы с указанными на стр. 165, а именно

$$r_o=28 \text{ мм и } \delta_o=36^\circ;$$

но для достижения достаточного открытия окна цилиндра и проходного канала со стороны крышки можно рекомендовать сделать наружную перекрышку e не 12, а только 11,5 мм.

Нанесенный в $\frac{3}{2}$ натуральной величины параллелограм эксцентриситетов дает на фиг. 2, табл. 3, относительный эксцентриситет $r_r=16$ мм, а относительные круги OD , и OD' , диаграммы Цейнера дают потребную перекрышку расширительного золотника со стороны крышки:

при наибольшем наполнении в 65% $y_1=-15,5$ мм,

при нормальном наполнении в 22,5% $y_2=-7,2$ мм,

при наименьшем наполнении $OV_s \dots y_3=+10$ мм.

Ширина щели в расширительных пластинках, если наиболее позднее открытие этих каналов должно иметь место при начале опережения впуска (OV_s), по уравнению (77) при $x_0=y_3=10$ мм должна быть

$$w \geq 10 - 18,5 + 15,5 \text{ или } w > 7 \text{ мм.}$$

Но так как w не может быть меньше a_2 , то оно выбрано $w=19,5$ мм.

По полученным значениям могут быть вычерчены расширительная пластинка и спинка основного золотника по фиг. 2, табл. 3, причем, например, для среднего наклонного отверстия II делают

$$\begin{aligned} 1-2 &= y_1 = 15,5 \text{ мм}, & 2-3 &= y_2 = 10 \text{ мм}, \\ 3-6 &= w = 19,5 \text{ мм}, & 6-7 &= r_r + a = 16 + 12 = 28 \text{ мм}, \\ & & t &= (28 + 19,5 + 10 + 18,5) \operatorname{tg} 45^\circ = 76 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Так как для стороны кривошипа по фиг. 2, табл. 3, получается $y_3' = -9,5$ мм, то при установке расширительного золотника на одинаковое нормальное наполнение по обеим сторонам поршня он должен колебаться относительно плоскости, отстоящей от середины основного золотника внаружи на величину $z = 0,5 (9,5 - 7,2) = 0,5 \cdot 2,3 = 1,15$ мм. Тогда перекрыши со стороны кривошипа для предельных наполнений со стороны крышки составят $y_1' = -15,5 - 2,3 = -17,8$ и $y_3' = 10 - 2,3 = +7,7$ мм. При помощи первой из них, так как она больше r_r , основной золотник определяет наибольшее наполнение со стороны кривошипа (около 73%), а последняя дает наименьшее наполнение, соответствующее положению OI_1' главного кривошипа, при котором отрезок в круте OD , должен быть равен 7,7 мм.

Вся перестановка расширительного золотника составляет

$$s = (y_1 - y_3) \operatorname{tg} \alpha = 10 + 15,5 = 25,5 \text{ мм}.$$

При показанных на фиг. 1, табл. 7, относительных положениях и размерах рычагов регулятора и золотниковой тяги вся перестановка золотника требует поворота штока расширительного золотника только приблизительно на 33° .

2. Для горизонтальной машины с выпуском в атмосферу размерами: $D = 0,33$, $S = 0,5$ м и $n = 135$, завода Гофман и Цинкейзен в Цвикау, требуется определить размеры изображенного на табл. 8 ридеровского поршневого парораспределения.

При $O = 840 \text{ см}^2$ и $c_m = 2,25 \text{ м/сек}$, из ур-ния. (56), стр. 112, при $w = 19 \text{ м/сек}^1$ получается поперечное сечение распределительного канала

$$f = \frac{840 \cdot 2,25}{19} \cong 100 \text{ см}^2.$$

Внутренний диаметр втулки основного золотника составляет 20 см. Если треть окружности займется перегородками, то для проходного отверстия останется площадь $0,66 \cdot 20 \pi \cong 42 \text{ см}$; поэтому потребные ширина и высота 14 отверстий, из коих одно вследствие кольцевого стыка пропущено, составляют

$$a = \frac{100}{42} \cong 2,4 \text{ см или соответственно } \frac{42}{13} \cong 3,23 \text{ см}$$

(в выполненном золотнике 3,43 см).

Основной золотник снабжен 6 перегородками наибольшей шириной 2 см (см. разрез $A-B$) при диаметре 16,5 см. При ширине окна

$$a_1 = 0,8 a \cong 2 \text{ см}$$

наименьшее поперечное сечение прохода в основном золотнике составляет

$$(16,5 \pi - 6 \cdot 2) 2 \cong 80 \text{ см}, \text{ что составляет } 0,8 \cdot f.$$

Расширительный золотник снабжен с каждой стороны 4 отверстиями осевой длиной 15 см под уклоном $\alpha = 35^\circ$ (см. фиг. 1 а, табл. 3). За вычетом 2,5 см на закругление отверстий остается измеряемая по окружности золотника высота отверстий

$$h_2 = (15 - 2,5) \operatorname{tg} 35^\circ = 8,75 \text{ см}.$$

Ширина отверстий в осевом направлении связана условием

$$a_2 \cong \frac{80}{4 \cdot 8,75} \text{ или } a_2 \cong \sim 2,3 \text{ см};$$

в выполненном золотнике сделано $a_2 = 2,6 \text{ см}$.

¹) Такое небольшое значение выбрано из тех соображений, чтобы это парораспределение могло служить и для более крупных машин.

Если для парораспределения рассматриваемой машины принято опережение выпуска в 1,5%, сжатие в 17% и опережение выпуска со стороны крышки 8,3%, то из проведенного на фиг. 1, табл. 3, радиусом 50 мм круга главного кривошипа и основного золотника диаграммы Мюллера-Рело получается масштаб фигуры в круглых числах $\frac{5}{4}$ натур. величины, и для основного золотника получаются:

угол опережения $\delta_s = 42^\circ$,

эксцентриситет $OE_s = OE_s' = r_s = 40$ мм,

наружная перекрыша $e = 19$, $e' = 18$ мм,

внутренняя перекрыша $i = 3,5$, $i' = 9,5$ мм.

Опережение выпуска со стороны кривошипа при этих условиях составит 6,3%.

Выполненный расширительный золотник имеет угол опережения и эксцентриситет

$$\delta_s = 92^\circ; OE_s' = r_s = 40 \text{ мм.}$$

Путем построения параллелограмма $OE_s'E_s'O$ получается относительный эксцентриситет $OE_s' = r_s = 34$ мм. Относительный круг дает для наибольшего наполнения в 60% потребную перекрышу со стороны крышки $y_1 = -32,5$ мм. Если со стороны кривошипа расширительный золотник должен открыть канал основного золотника уже при положении главного кривошипа OV_s' , то перекрытие y_2' должно составлять $y_2' = +20,5$ мм. Со стороны крышки тогда должно быть $y_2 = 20,5 + 4,5 = +25$ мм, так как золотник, установленный за одинаковое нормальное наполнение в 25% для обеих сторон поршня ($y_2 = -18,5$; $y_2' = -23$ мм), колеблется относительно плоскости, удаленной от середины основного золотника на $0,5 (23 - 18,5) = 0,5 \cdot 4,5 = 2,25$ мм (фиг. 1а, табл. 3). Наконец, при 60% наполнения со стороны крышки получается со стороны кривошипа $y_1' = -(32,5 + 4,5) = -37$ мм.

Вся перестановка расширительного золотника по ур-нию (75), стр. 168, составляет $s = (25 + 32,5) \operatorname{tg} 35^\circ \cong 40$ мм.

Полный угол поворота расширительного золотника по ур-нию (76), стр. 170, составляет

$$\beta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{40}{55} \cong 41^\circ 40'.$$

Потребная ширина щелей в расширительном золотнике по ур-нию (77), стр. 172, при $x_0 = x_0' = 20,5$ мм составляет

$$w \cong 20,5 - 26 + 37, w = 33 \text{ мм.}$$

При предохранительной перекрыше со стороны кривошипа $\sigma = 10$ мм по уравнению (78), стр. 172, получается шаг щелей

$$t' = (34 + 10 + 33 + 20,5 + 26) \operatorname{tg} 35^\circ \cong 86,4 \text{ мм.}$$

Потребная окружность или соответственно диаметр расширительного золотника со стороны кривошипа составляет

$$2\rho'\pi = 4 \cdot 86,4 = 345,6 \text{ мм, } \rho' \cong 110 \text{ мм.}$$

Для стороны крышки, при $\sigma = 25$ и $\sigma = 6,5$ мм, получается соответственно

$$t = 87,2 \text{ и } \rho = 111 \text{ мм.}$$

На фиг. 1а, табл. 3, по найденным значениям y_1' , y_2' , y_1 , y_2 , w начерчена развертка расширительного золотника по приведенному в предыдущем примере способу.

§ 86. Выполнение золотников и тяг ридеровских парораспределений. Круглые расширительные золотники, в виду винтообразной формы отсекающих краев, здесь всегда работают без набивочных колец, и поэтому для достижения достаточной плотности требуют особенно тщательного изготовления. В виду этого поршневые ридеровские золотники после обточки и выфрезования каналов отжигаются для избежания коробления и затем пришлифовываются под паром при постепенном повышении температуры. Зигзагообразные золотники на фиг. 185, стр. 171, легко коробятся в углах трапеций и поэтому находят себе редкое приме-

нение, и еще тем более, что при них диаметр получается больше, нежели при поршневых ридеровских золотниках.

Основные золотники ридеровских парораспределений для возможности лучшей обработки краев каналов всегда снабжаются плотно и непроницаемо для пара вставленными в них втулками для расширительных золотников. Если основные золотники представляют собой поршневые золотники, то они всегда снабжаются особыми набивочными кольцами. Внутренний выпуск пара для основных и расширительных поршневых золотников здесь также имеет указанные на стр. 129 преимущества.

Соединение расширительного золотника с его штоком в парораспределении Ридера должно быть произведено таким образом, чтобы при поворачивании тяги золотник также поворачивался. Но жесткое их соединение только помощью чеки или четырехгранной головки допустимо лишь тогда, когда и основной золотник устроен в виде поршневого золотника. Если же этот золотник со стороны цилиндрического зеркала устроен в виде плоского золотника, то рассматриваемое соединение должно допускать перестановку расширительного золотника соответственно износу основного золотника в указанной плоскости. Лучшее всего для этой цели служит бронзовая втулка по фиг. 185, стр. 171, которая в одном направлении сидит с небольшим зазором на четырехграннике штока расширительного золотника, а в перпендикулярном направлении может двигаться в ступице золотника.

Если оба золотника устроены в виде поршневых золотников, то центральное соединение золотников с их штоками достигается только тем, что по фиг. 2, табл. 8, шток основного золотника в месте прохода его через сальник золотниковой коробки устроен полым, а шток расширительного золотника, уплотненный во втором сальнике, проходит через внутреннюю полость первого штока. Параллельная тяга при помощи поперечины эксцентрично захватывает полый шток основного золотника, причем для предупреждения одностороннего изнашивания последнего или основного золотника необходимо всегда устроить двойное направление параллельной тяги. В некоторых случаях шток основного золотника устраивается двойным по обе стороны штока расширительного золотника. Последний в этом случае проходит через поперечину, соединяющую оба штока основных золотников вне золотниковой коробки и с одной стороны снабженную цапфой для зацепления эксцентриковой тяги.

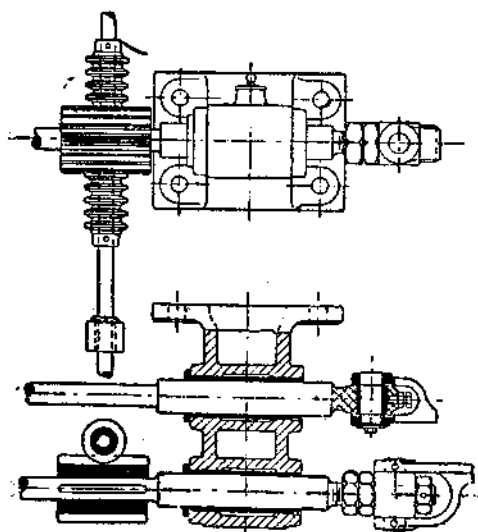
Наконец, шток расширительного золотника ридеровского парораспределения, как в мейеровском парораспределении, должен поворачиваться в вилке для эксцентриковой тяги или в прочной направляющей. Для этой цели служит приведенное выше на стр. 166 соединение штока с вилкой помощью распорной втулки с контр-гайками по обеим сторонам; это соединение производится также по изображенному на фиг. 2, табл. 8, способу помощью заплечика на штоке и втулки с чекой, или же путем закрепления оčka золотникового штока в направляющей части, как показано на фиг. 4, табл. 7. В последнем случае в направляющую часть помощью резьбы вставляется втулка, в которой отточенный конец штока поворачивается при помощи навинченной и просверленной гайки.

Рычаг, помощью которого регулятор поворачивает шток расширительного золотника, действует на него посредством четырехгранной части, шпоное или чев. Четырехгранные золотниковые штоки трудно пригонять в соответственно отделанную втулку направляющего кронштейна. Шпопки и чеки для предупреждения их нагревания должны иметь достаточно большие рабочие поверхности. Обыкновенно рычаг не участвует в колебаниях золотникового штока, а, наоборот, предохранен от подобных колебаний. На фиг. 2, табл. 8, где толстая направляющая часть штока расширительного золотника двумя вставными шпонками движется в поворотной, но продольно не перемещаемой, бронзовой втулке, рычаг для этой цели насажен снаружи втулки помощью двух винтов, вороткой шпопки и передней гайки. На фиг. 1 и 4, табл. 7, наоборот, бронзовый рычаг удерживается между обоими направляющими втулками штока расширительного золотника, а закрепленная в рычаге чека направляется по длинной щели штока. В обоих этих случаях направляющий кронштейн золотникового штока составляет одно целое со стойкой регулятора или поддерживает ее, как это большей частью имеет место при горизонтальных машинах с парораспределением Ридера.

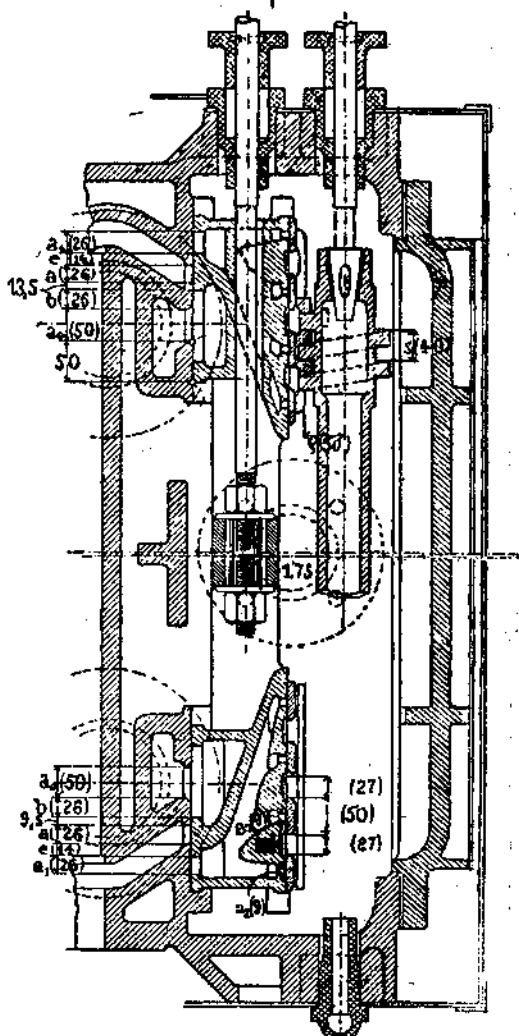
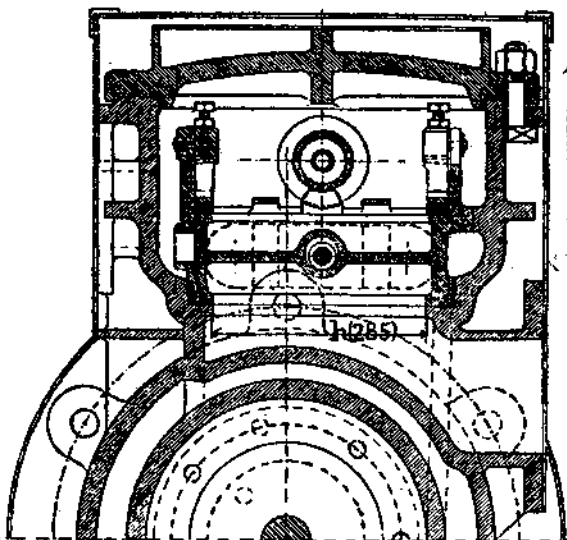
Лучше будет расположить регуляторный рычаг по фиг. 3, табл. 6, между направляющими гнездами золотникового штока и заставить его действовать на

последний при посредстве тяги, направленной по втулке регуляторного рычага помощью закрепления на ее концах двух рычагов, сообщающих ей попеременно-возвратное движение от золотникового штока.

§ 87. Парораспределение Гурзуара. Это парораспределение представляет собой разновидность мейеровского парораспределения, от которого оно отличается, главным образом, тем, что резьба на золотниковом стержне имеет значительно больший диаметр и соответственно больший ход. Последний допускает действие регулятора на парораспределение, так как шток расширительного золотника для изменения наполнения между 0 и 60% требует поворота только на 250° , между тем как в мейеровском парораспределении для этой цели требуется несколько полных оборотов. Но тем не менее угол в 250° слишком велик для возможности зацепления регулятора за золотниковый шток помощью рычага, как при ридеровском парораспределении. Поэтому здесь применяют показанное на фиг. 187 устройство с шестерней и круглой регуляторной зубчатой рейкой. Распределительная винтовая резьба нарезывается на чугунном цилиндре (фиг. 188), который с каждой стороны двумя нитками зацепляет между кулаками расширительных пластин.



Фиг. 187.



Фиг. 188. Парораспределение Гурзуара для горизонт. паровой машины с конденсацией $D=0,375$, $S=0,75$ м, $n=90$.

При не слишком большом относительном эксцентриситете r , регулируемость этого парораспределения вполне достаточна. Сообразно этому основной золотник всегда снабжается раздельными проходными каналами по § 81, а расширительный золотник снабжается щелями. Размеры парораспределения опять определяются по вышеуказанному способу, причем при n проходных окошках с каждой стороны значение r может быть уменьшено до одной n -й части относительного эксцентриситета, выбираемого при нераздельных каналах. Уменьшение r , большую часть достигается путем соответственного уменьшения угла опережения δ , для расширительного золотника. Если y_1 и y_2 выражают собой соответственно перекрыши последнего при наибольшем и наименьшем наполнении, то перестановка пластинок в направлении хода составляет

$$u = y_2 + y_1,$$

и потребный угол поворота штока расширительного золотника при ходе винта s составляет

$$\beta = \frac{u}{s} 360. \quad (79)$$

При этом, для устранения противодействия парораспределения на регулятор ход винта должен удовлетворять условию

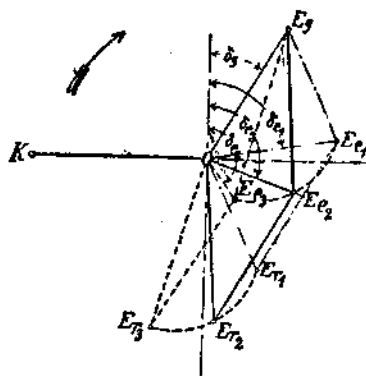
$$\frac{s}{2\rho\pi} < \frac{1}{7},$$

где ρ — средний радиус резьбы (винта).

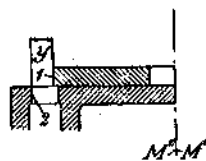
Более крупные ходы встречаются только в тех случаях, когда между винтовыми нитками золотника имеется мертвый ход от зазора в 0,5 до 1 мм, и регулятор при перемене направления движения расширительного золотника легко может действовать в виду меньшего сопротивления. Угол поворота штока расширительного золотника при этом будет достаточно мал, допуская возможность применения обычных при ридеровском парораспределении перестановочных приспособлений.

Ширины щелей w_1, w_2, w_3 и соответственно расстояния между расширительными пластинками x_1, x_2, x_3 (Фиг. 176 и 177, стр. 164 и 165), согласно § 81, должны быть соразмерены таким образом, чтобы щель 2 открывалась, когда основной золотник открылся на ширину щели 1, чтобы щель 3 открывалась при открытии основного золотника, равно совокупности ширин 1 и 2 и т. д. Большей частью все щели делаются одинаковой ширины.

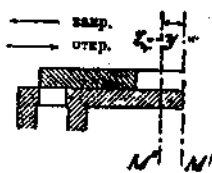
§ 88. Парораспределения двойными золотниками с переставляемым расширительным эксцентриком. Второй способ изменения наполнения при двойном золотниковом парораспределении состоит в перестановке расширительного эксцентрика при помощи плоского регулятора. Последний, одновременно изменяя угол опережения δ , и эксцентриситет r , перемещает центр этого эксцентрика по центральной кривой $E_{a1} E_{a2} E_{a3}$, которая, как и при соответствующих парораспределениях одним золотником в § 74, может представлять собой прямую линию или дугу круга (Фиг. 189 и 195). Построивши для различных положений и величин расширительного эксцентриситета при помощи неизменного основного эксцентриситета OE , параллелограм, находим, что центры относительного эксцентрика также располагаются на центральной кривой $E_{r1} E_{r2} E_{r3}$, параллельной вышеуказанной кривой $E_{a1} E_{a2} E_{a3}$ и отстоящей от нее в соответствующих точках на постоянную величину основного эксцентриситета OE .



Фиг. 189.



Фиг. 190.

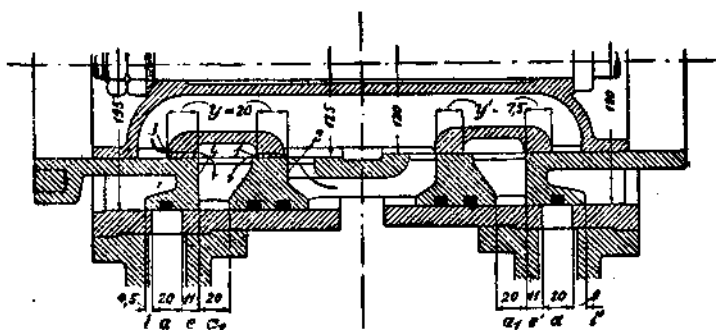


Фиг. 191.

во внимание, что по фиг. 191 наполнение прекращается при пути золотника $\xi_r = -y$ (ξ_r возрастает), и что описанный из точки O радиусом y круг на фиг. 192 пересекает относительные круги в точках c_1, c_2, c_3 при возрастающих отрезках хорд, находим следующее: при наименьшем относительном эксцентриситете $r_{r,1} = OD_{r,1}$ (наименьшем угле опережения δ_r и наибольшем r_r) наполнение прекращается при положении главного кривошипа OI_1 , т. е. при этом положении происходит наибольшее наполнение. При наибольшем относительном эксцентриситете $r_{r,3} = OD_{r,3}$ (наибольшем δ_r и наименьшем r_r) наполнение уже кончается при положении главного кривошипа OI_3 , т. е. при этом происходит наименьшее наполнение.

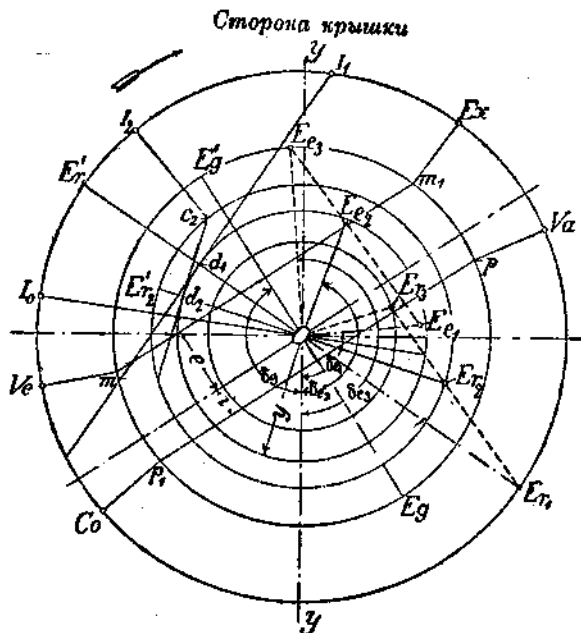
при котором расширительный золотник уже опять открывает проходной канал основного золотника при положении главного кривошипа $Oc_1 VI_6$ ($\xi = -y$ и убывающий). Для предупреждения добавочного наполнения положение OVI_6 по направлению движения должно находиться сзади положения главного кривошипа $O\pi_1 E_{21}$, при котором основной золотник закрывает канал цилиндра.

Конструкции ниже-
нера Штейна в Берлине-
Шенеберге удовлетворяют
этому условию. На фиг.
193 подобный золотник с каналом Трика изображен в относительном среднем поло-
жении. Так как здесь впуск пара основным золотником распределяется изнутри,
то согласно вышесказанному (стр. 129) его эксцентрик должен быть заклинен
в положении, диаметрально противоположном обычному его положению, следова-



Фиг. 193.

тельно, под углом отставания δ_g (фиг. 195). Расширительный золотник, наоборот, отсекает впуск пара, хотя проходящий внутри, наружными краями 1 и 2 и соответственно 3 и 4 (фиг. 193). На фиг. 195 δ_{a1} , δ_{a2} , δ_{a3} изображают углы опережения этого эксцентрика. Центровые кривые E_{a1} , E_{a2} , E_{a3} и E_{r1} , E_{r2} , E_{r3} опять направлены параллельно между собой на расстоянии r_g . На диаграмме Мюллера-Рело (фиг. 194) углы опережения и отставания отложены от нижней части OY вертикальной прямой, причем получаются три относительных круга с радиусами OE_{r1} , OE_{a2} , OE_{a3} . Из них OE_{r1} вместе с тем принят за радиус круга главного кривошипа. Так как закрытие проходного канала (1 и 2, а также 3 и 4 на фиг. 193) расположены друг над другом) происходит при $\xi_r = +y$ (убывающем ξ_r), и проведенные к кругу y на фиг. 194 касательные через точки d_1 и d_2 пересекают относительные круги соответственно в точках I_1 и I_2 , то OI_1 и OI_2 представляют собой положения главного кривошипа для конца наибольшего и среднего наполнений. При наименьшем относительном эксцентриситете OE_{a3} проходной канал вообще больше не открывается расширительным золотником. Это прекращение открывания проходного канала начинается при положении главного кривошипа OI_0 , продолжение которого за точку O проходит через точку пересечения круга y с центральной кривой E_{r1} , E_{r2} , E_{a3} . Затем, при небольших наполнениях пар вследствие небольшого открытия канала сильно тормозится и тем содействует предупреждению разбега машины при холостом ее ходе. Уравнивание наполнения по обеим сторонам поршня может быть достигнуто для наиболее употребительного наполнения при помощи неодинаковых перекрыш y со стороны крышки и кривошипа. При наибольшем наполнении угол опережения расширительного золотника, по фиг. 195, составляет около 90° , а при наименьшем наполнении—около 180° . Если расширительный эксцентрик отсекает и впуск пара изнутри, то он должен отставать соответственно приблизительно на 90 и 0° , т. е. должен быть заклинен на валу в положении, диаметрально противоположном показанному на фиг. 195. Для изображенного на фиг. 193 золотника основной эксцентриситет $r_g = 30$ мм, расширительный эксцентриситет при наибольшем наполнении $r_{a1} = 19$, а при наименьшем $r_{a3} = 30$ мм. По данным Штейна перекрыша y должна быть на 2—3,5 мм больше наименьшего относительного эксцентриситета.



На фиг. 196 изображено подобное двухкамерное устройство¹⁾ с внутренним выпуском пара. *I* и *II* обозначают обе камеры, сообщающиеся между собой помощью обоих каналов *k*₁ и *k*₂. Расширительный золотник *E* отсекает только выпуск пара, и свежий пар, как показано сплошными стрелками, сперва по каналам *k*₁ и *k*₂ поступает в коробчатое углубление основного золотника *G*, откуда он по направлению пунктирных стрелок поступает в цилиндр. Выпуск пара производится известным способом помощью основного золотника.

Двухкамерные парораспределения применяются только при поршневых золотниках; при плоских золотниках камера основного золотника слишком сильно увеличивала бы собой вредное пространство, так как заключенный в этой камере после замыкания ее расширительным золотником пар опять принимает участие в расширении до закрытия канала цилиндра. Затем двухкамерные парораспределения обыкновенно приме-

няются только в машинах для перегретого пара и перед однокамерными парораспределениями имеют то преимущество, что золотники получают меньший диаметр и более простое устройство. Кроме того последовательное соединение двух золотников уменьшает потери от неплотностей. Но, с другой стороны, отливка цилиндра здесь более сложна.

Двухкамерное парораспределение представляет собой не что иное, как двойное однокамерное парораспределение. Расширительный эксцентрик может быть заклинен на валу неподвижно, или же может переставляться по-

средством плоского регулятора. В первом случае при изменении наполнения перекрыша расширительного золотника должна увеличиваться или уменьшаться. Золотник тогда представляет собой ридеровский поршневой золотник с выфреззованными в нем щелями, золотниковый шток которого поворачивается помощью обыкновенного регулятора. Размеры его могут быть определены по способу, приведенному для однокамерных парораспределений, с той лишь разницей, что в диаграмме наполнение определяется не относительным золотниковым кругом, а кругом расширительного золотника.

При двухкамерных парораспределениях с плоским регулятором последний меняет угол опережения и эксцентриситет расширительного золотника способом, указанным при соответствующих парораспределениях одним золотником (§ 74). Перекрытие у этого золотника остается постоянным. Если оно больше наименьшего эксцентриситета, то можно получить нулевое наполнение. Перекрыша *d* на фиг. 196 должна быть больше наибольшего эксцентриситета, так как с этой стороны не должен поступать пар. Опережение выпуска, опережение выпуска и сжатие распределяются основным золотником, следовательно, эти периоды парораспределения здесь, в противоположность парораспределениям одним золотником с плоским регулятором, остаются одинаковыми при всех наполнениях.

Фиг. 1, табл. 6, изображает, подобное парораспределение в выполнении Динглеровского машиностроительного завода в Цвейбрюкене. Фиг. 8, табл. 1, дает относящуюся сюда диаграмму.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, стр. 604.

Ширина канала на зеркале цилиндра, в связи с выпуском, сделана $a = 28$ мм, а ширина канала между основным и расширительным золотниками $a_1 = 20$ мм. Угол δ , эксцентриситет r , и перекрыши e , e' основного золотника выбраны таким образом, что образуемые им наполнения (OE_x и OE'_x на диаграмме) с каждой стороны поршня одинаковы с наибольшим наполнением (OE_{x1} и OE'_{x1} на диаграмме), производимым с соответствующей стороны поршня расширительным золотником. Кроме того основной золотник для приблизительного уравнивания опережения впуска и сжатия с обеих сторон поршня колеблется относительно плоскости M' , отстоящей от середины M цилиндрического зеркала на 0,5 мм со стороны кривошипа (вследствие внутреннего впуска пара).

Кривошип OE_0 внутреннего (неподвижного) расширительного эксцентрика по фиг. 3, табл. 5, расположен перпендикулярно к мертвому положению главного кривошипа, отставая от него. Центровая кривая E_1E_2 представляет собой дугу круга, описанного из точки E_0 , как из центра, радиусом, равным эксцентриситету r наружного (поворотного) эксцентрика. Наибольший равнодействующий эксцентриситет r_1 составляет, приблизительно, $a + y$, а наименьший r_2 делается меньше y для возможности образования абсолютного нулевого наполнения. Для получения приблизительно одинакового наполнения по обеим сторонам поршня расширительный золотник колеблется около середины M'' , которая отстоит от середины M цилиндра на 1 мм со стороны кривошипа. Даваемое расширительным эксцентриком опережение впуска (OV_{x1} , OV_{x1}' и OV_{x2} , OV_{x2}' на диаграмме) больше даваемого основным золотником (OV_x и OV'_x на диаграмме), а следовательно, оно определяется последней величиной.

На диаграмме штриховыми кругами OD_x и OD'_x изображены круги основного золотника, а сплошными линиями проведенные круги OD_1 , OD_1' и OD_2 , OD_2' изображают золотниковые круги расширительного эксцентрика для наибольшего и соответственного нормального наполнения. Крестообразно заштрихованная плоскость представляет собой площадь впуска для поступающего пара при нормальном наполнении со стороны крышки, где основной золотник открывает цилиндр, а расширительный золотник открывает проходной канал для этого пара.

С. Клапанные парораспределения.

§ 90. Устройство, подразделение и применение. В клапанных парораспределениях мы видим главнейших представителей парораспределений с четырьмя паровыми канадами, при которых достигается требуемое парораспределение с каждой стороны поршня независимо от другой стороны и при которых в значительной степени может быть устранено влияние конечной длины шатуна и эксцентриковой тяги.

При горизонтальных машинах четыре клапана обыкновенно располагаются у концов цилиндра: впускные клапаны вверх, а выпускные — вниз. Помещение клапанов в цилиндрической крышке, при котором уменьшается вредное пространство, но затрудняется доступ к поршню и внутренней плоскости цилиндра, главным образом применяется при прямоточных машинах и машинах Ван-дер-Керхов. Для привода клапанов служат не круглые диски (кулаки) или эксцентрики. Они сидят на распределительном валу, приводимом в движение главным валом при помощи пары зубчатых колес и расположенном параллельно сбоку продольной оси машины. У вертикальных машин клапаны расположены сбоку проходящей через продольную ось главного вала вертикальной плоскости. Распределительный вал расположен вверх на цилиндре и поперец главного вала, с которым он соединен помощью вертикального вала и соответствующими парами колес. Устройство вертикальных машин без распределительных валов применено только для немногих парораспределений, как, например, парораспределение Ленца (см. табл. 23).

Различные устройства клапанных парораспределений могут быть разделены на две главных группы, а именно на принудительные и расцепные или свободно падающие клапанные парораспределения.

Разница между обеими этими группами заключается в движении впускных клапанов при закрытии: впускные же клапаны всегда распределяются принудительно. При расцепных парораспределениях кинематическая связь между внешним

распределительным механизмом и впускными клапанами превращается незадолго перед закрытием клапана, и ускоренные силой пружин или грузов клапаны свободно падают на свои седла. При принудительных парораспределениях, наоборот, впускные клапаны остаются кинематически связанными с внешним распределительным механизмом также и в течение периода закрытия клапана, так что как открытие, так и закрытие клапанов здесь происходит со скоростью, обусловленной передаточным механизмом. Кинематическая связь в период закрывания клапана в большинстве принудительных парораспределений достигается путем замыкания цепи при помощи пружины и в немногих только устройствах при помощи принудительного затвора.

Область применения клапанных парораспределений, согласно стр. 111, простирается главным образом на середине, и крупные машины, в которых требуется незначительный расход пара и точное регулирование (прецизионные машины, или машины с точными парораспределениями). При этих обстоятельствах они находят себе преимущественное применение при высоких давлениях и перегретом паре. Вследствие несовершенной принудительности внешнего распределительного механизма и происходящих при закрывании клапанов толчков и ударов, которые по возможности должны быть смягчены, число оборотов снабженных подобными парораспределениями машин не должно быть слишком велико. В зависимости от величины машины оно колеблется между 90 и 180 в минуту, но редко превышает 160. О преимуществах и недостатках самих клапанов, как органов парораспределения, см. стр. 111.

§ 91. Выполнение и конструкция клапанов. Парораспределительные клапаны поршневых паровых машин представляют собой главным образом разгруженные от давления пара двух- или четырехседельные трубчатые клапаны, из которых последние находят себе применение только при очень крупных машинах.

Материалом для клапанов и клапанных седел вообще служит очень плотный твердый чугун. Для достижения возможно равномерного удлинения обе части должны быть отлиты из одного тигля. Проплифовка седельных и направляющих поверхностей производится под давлением пара с целью достижения плотного затвора при рабочей температуре.

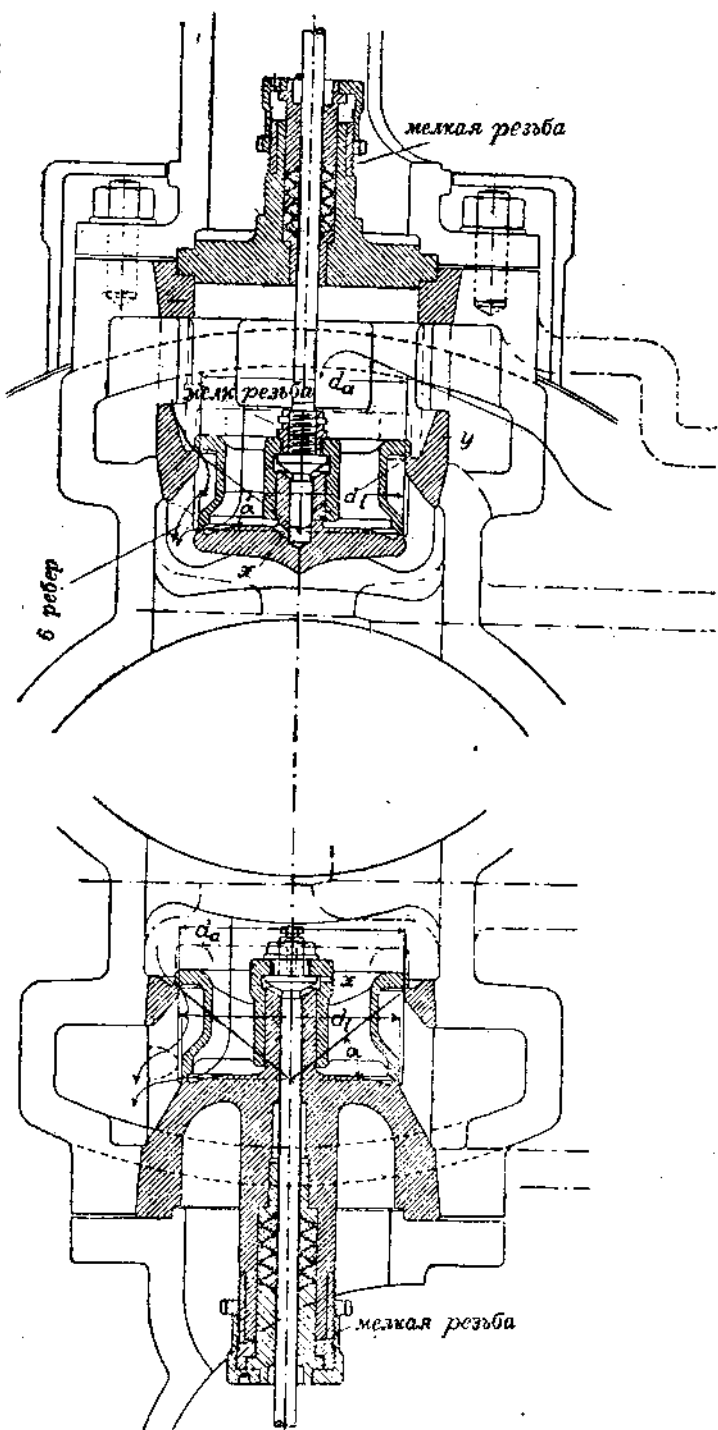
Употребительная форма двухседельных клапанов для впуска и выпуска изображена на фиг. 197 и 198, а также на фиг. 1 и 2, табл. 16, фиг. 3 и 4, табл. 21. Диаметр d_i внутренней седельной поверхности, для возможности сборки, делается немного только меньше диаметра d_e наружной седельной поверхности с целью достижения возможной разгрузки клапанов от давления пара. Пар проходит через клапан по направлению нанесенных стрелок; таким образом, при закрытых клапанах пар более высокого давления, а именно при впуске пар из паропровода, а при выпуске пар из цилиндра, всегда находится над клапанами и давит при этом на неразгруженную площадь $(d_e^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4}$. Подобное давление не только предохраняет закрытые клапаны от непредвиденного их отрывания, но также содействует плотному затвору. Такое же действие производит собственный вес клапанов и натяжение клапанных пружин.

На фиг. 199 и 200 изображены два клапана с перекрышей, применяемые при расцепных парораспределениях. Перекрыши по цилиндрической поверхности примыкают сверху или снизу к седельным поверхностям, так что клапаны до открытия прохода пара должны подняться со своих седел кверху на величину перекрыши, а после закрытия пара они должны опуститься книзу на величину перекрыши. Этим может быть увеличен небольшой ход клапана, присущий расцепным парораспределениям при небольших наполнениях и главным образом при холостом ходе, и кроме того клапан при его ходе может быть медленно приподнят и опущен на свое седло. Вследствие этого клапаны при указанных наполнениях работают значительно лучше и плавнее. Перекрыши, однако, не создают двойного уплотнения, так как они, в особенности при машинах перегретого пара, имеют небольшой зазор относительно гнезд.

Седельные поверхности клапанов устраиваются горизонтальными или же наклонными под углом $\alpha = 65^\circ$. Чем больше α , тем выгоднее получается кольцеобразное отверстие для направления протекающего пара, и тем лучше более широкая

(при той же проекции) поверхность седла может поглотить удар при закрытии клапана. Предпочитаемые ныне плоские седельные поверхности, наоборот, допускают полное использование хода клапана для поперечного сечения открытия и менее склонны к деформациям, нежели наклонные. Затем обе седельные поверхности или принадлежат, по Кольману, двум коническим поверхностям с общей вершиной (фиг. 197 и 198), или же, по Зульцеру получают одинаковый уклон (фиг. 199 и 200). Первое из этих устройств выбирается для достижения плотного затвора в седельных поверхностях при различном расширении клапана и седла, так как при расширении конуса угол при его вершине остается неизменным. При общей вершине конических поверхностей, на которых расположены седельные поверхности, последние перемещаются на своих конусах, но не приподнимаются с них. Общая вершина конуса может располагаться между обеими седельными поверхностями или внутри их (фиг. 197 и 198). При втором устройстве с одинаково наклонными седельными поверхностями (фиг. 199 и 200) также нет опасения нарушения плотности клапанов вследствие различного расширения клапана и седла; при нем клапаны садятся на обе седельные поверхности с одинаковой силой, и течение пара происходит более выгодно. Но наиболее употребительны в настоящее время, как замечено было выше, клапаны с двумя плоскими седельными поверхностями.

Для направления клапана, помимо сальника, служит клапанная втулка, направляемая по поверхности или внутри цилиндрического уступа нижней седельной тарелки, часто снабжаемого лабиринтным уплотнением; при впускном клапане часто также и клапанный стержень проходит через отверстие этого уступа (фиг. 197).



Фиг. 197 и 198. Впускной и выпускной клапаны по Кольману.

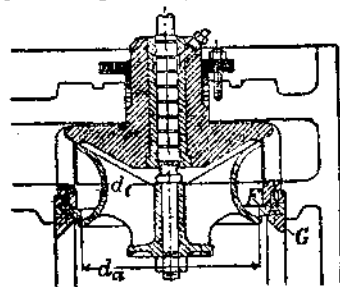
и уравнивает клапан. Для ужат радиально или тангенциально направленные ребра. Для возможного ограничения вредного действия масс при посадке и внезапном подымании клапана толщина стенок последнего должна быть по возможности мала. То же относится к толщине всех соединяемых с клапаном и подвижных частей.

Фиг. 199 и 200. Впускной и выпускной клапаны парораспределения Эльспера.

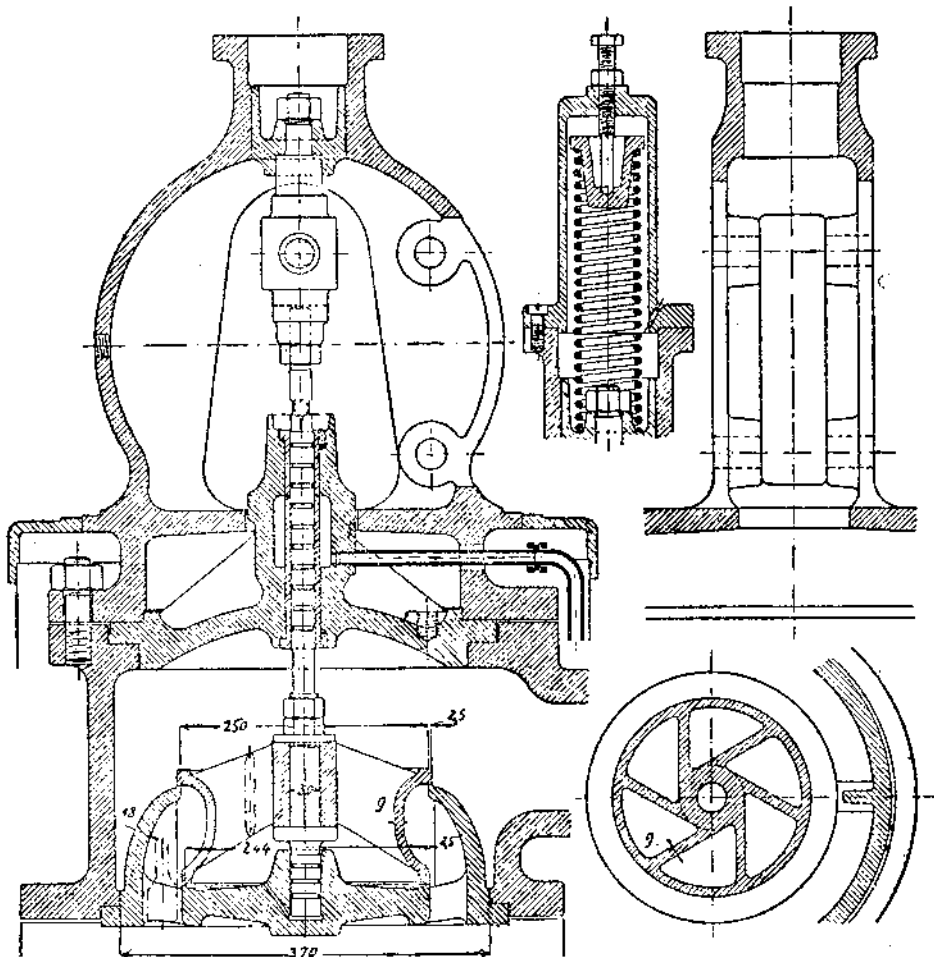


ваются. Особая форма клапанного седла показана на фиг. 202. Она рекомендуется при сильно перегретом паре и имеет то преимущество, что как клапан, так и клапанное седло, а именно первый изнутри, а второе снаружи, при закрытом клапане приходят в соприкосновение с тем же паром, — а именно со свежим паром с одной стороны и паром из цилиндра с другой, — получая одинаковое расширение. Нижнее тарельчатое седло для этой цели снабжено выступающим в паровое пространство впускаемого пара цилиндрическим уступом для верхней седельной поверхности.

Лентц, изобретатель известного принудительного клапанного напораспределения (см. § 108), для уменьшения вредного пространства и достижения большей простоты конструкции, но главным образом для устранения неплотностей седел, совершенно устраняет клапанные седла, а отделяет седельные поверхности непосредственно в цилиндре, как это, например, видно у впускных клапанов цилиндра на фиг. 1, табл. 13, и как в настоящее время применяется и для выпускных клапанов.



Фиг. 201. Впускной клапан по Лентцу.

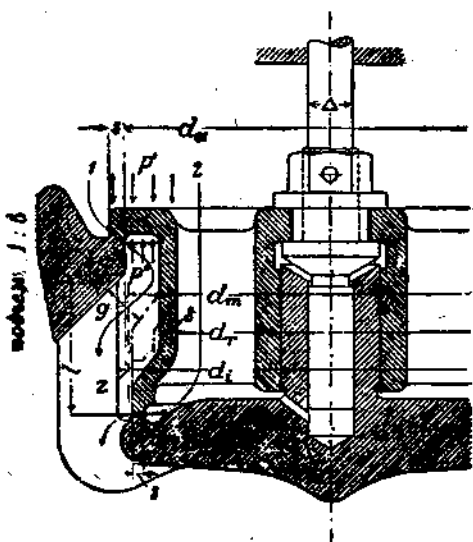


Фиг. 202. Клапан для перегретого пара с клапанным кронштейном зав. Ашерлобенского Акд. О-ва.

Особую конструкцию также имеют клапаны Лентца, изображенные на фиг. 2, табл. 23, в выполнении машиностроительного завода б. Свицерского в Лейпциге. Здесь в выпускном клапане (см. также фиг. 201) диаметр d_1 внутренней седельной

поверхности, в противоположность обычно принятому устройству, сделан больше диаметра d_a наружной седельной поверхности. Вследствие этого давление, с которым клапан во время его закрытия прижимается к внутренней седельной поверхности, усиливается, и натяжение клапанной пружины (см. § 95) может быть сделано меньше, нежели при обыкновенных клапанах. Для возможности сборки клапана Лентца он отливается вместе и обрабатывается одновременно с наружным седельным кольцом F (фиг. 201). Затем кольцо F отрезывается и вместе со вставленным клапаном пригоняется центрально относительно главного седла и привинчивается на место.

Материалом для клапанных стержней служит сталь. Соединение клапанного стержня с клапаном должно быть предохранено от непредвиденного разъединения, но ни в коем случае не должно быть вполне жестким. Клапан должен иметь возможность поворачиваться на стержне. Употребительное соединение состоит



Фиг. 203.

из запячига или конуса с одной стороны и гайки со шплинтом — с другой. Направление и уплотнение клапанных стержней в прежнее время всегда производилось помощью обыкновенного набивочного сальника. Но последний легко может вести к заеданию и повисанию стержня и клапана. Те места стержня, которые проходят через сальник, при употребляемых большей частью наполнениях в ходах клапана больше всех подвергаются износу. Если вследствие этого сальник должен быть сильнее подтянут, то при наступлении большей степени наполнения и большего хода клапана происходит ущемление менее изношенных частей стержня в сальнике, и стержень вместе с клапаном повисает. Поэтому в настоящее время применяют только припильфованные клапанные стержни без набивки, а для уплотнения на стержне или во втулке протачиваются желобки, действующие в качестве лабиринтной

набивки (фиг. 199, 201 и 202, табл. 13, фиг. 16, 17 и 18). При помощи ведущей в конденсатору трубки или каким-либо другим путем в гнезде втулки и в наружных желобках образуется настолько низкое давление, что смазочный материал может поступать между втулкой и стержнем.

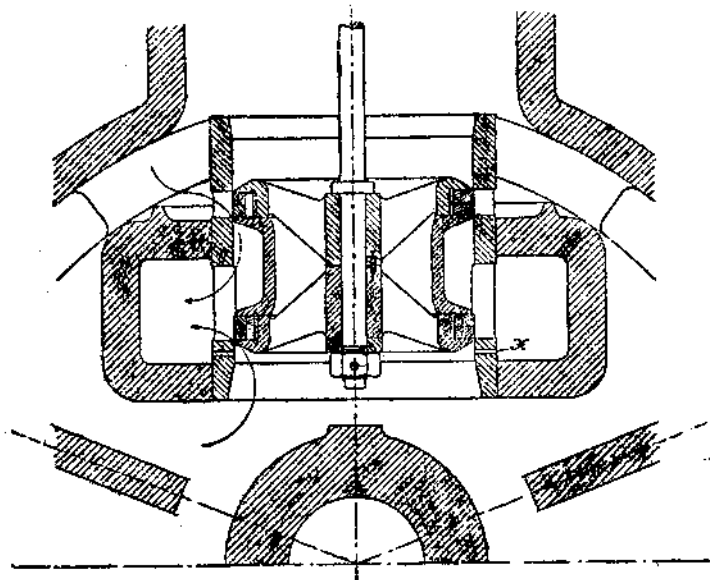
Размеры двухседельного клапана для проектируемой машины определяются на основании нижеприведенных данных. Диаметр d_a наружной поверхности седла для впуска (фиг. 203) получается из вычисленного по формуле 56 (стр. 112) поперечного сечения канала f . При этом сужение полного кругового сечения от толщины стенок, ребер и т. д. может быть принято для небольших клапанов в 0,4, а для крупных клапанов в 0,2 этого поперечного сечения, так что можно принять:

$$d_a^2 = \frac{\pi}{4} \frac{f}{0,6} \text{ до } \frac{f}{0,8}. \quad (80)$$

Большие диаметры клапанов рекомендуются преимущественно при коротких периодах открытия. Для выпуска d_a большей частью делается такого же размера или на 10 до 20 мм больше, нежели для впуска. Первое имеет место преимущественно при одноцилиндровых машинах с конденсацией, где для достижения выгодного закрытия канала при малых наполнениях впускные клапаны часто делают такого же диаметра, как и рассчитанные по большему поперечному сечению f выпускные клапаны.

Диаметр d_i внутренней седельной поверхности обыкновенно делается на 0,5 до 1 мм меньше d_a .

зависимости плотности обоих клапанов у впускного клапана на шпинделе закреплён обычным путем помощью запяточника и гайки только нижний клапан, а у выпуска — только верхний; другой клапан поддерживается пружиной и при закрывании несколько раньше садится на свое седло. Вследствие четырехкратного открытия для прохода пара четырехседельные клапаны имеют преимущество, состоящее в меньшем подъеме или диаметре, причем не только устраняются трудно уплотняемые большие седельные поверхности, но уменьшаются также ускоряемые при открытии и замедляемые при закрытии массы клапанов.



Фиг. 206. Поршневой клапан Соколовского машиностр. зав. бывш. Гартман в Хемнице.

Наконец, фиг. 206 изображает устройство поршневых клапанов, преимущества которых были приведены нами выше (стр. 110). Для уплотнения их служат по два упругих чугунных набивочных кольца вверху и внизу с расположенными за ними общими распорными кольцами. Набивочные кольца легко подвижны, так что могут равномерно и плотно прилегать к рабочей втулке. Последняя на фиг. 206 устроена для двойного впуска пара по указанным

стрелкам, а тело поршневого клапана движется с небольшим зазором во втулке. На чертеже x изображают отверстия для опережения впуска, по которым уже в период сжатия в цилиндр впускается свежий пар.

§ 92. Пример определения размеров клапанов. Для построенной заводом Шаррер и Гросс в Нюрнберге тандем-машины $d = 0,3$, $D = 0,5$, $S = 0,55$ м и $n = 140$ (табл. 20) при полезной площади поршня цилиндра высокого давления со стороны крышки $O = 707$ см², средней скорости поршня $c_m = 2,567$ м/сек и скорости пара $w = 37,5$ м/сек из уравнения (56) стр. 112, получается требуемое поперечное сечение канала

$$f = \frac{707 \cdot 2,567}{37,5} = 48,5 \text{ см}^2,$$

а за вычетом 40% на сужение от ребер и т. п. по уравнению (80), стр. 186, сообразно

$$d_a^2 \frac{\pi}{4} = \frac{48,5}{0,6} \cong 81 \text{ см}^2,$$

получается диаметр впускного клапана $d_a \cong 100$ мм.

Потребный для достижения поперечного сечения f подъем клапана по уравнению (81) стр. 187, составляет

$$h_n = \frac{48,5}{2 \cdot 10\pi} \cong 0,8 \text{ см} = 8 \text{ мм (без перекрыши)}.$$

Диаметр выпускного клапана в исполненной машине одинаков с диаметром впускного клапана.

Для цилиндра низкого давления со сквозным поршневым штоком диаметром 80 мм по уравнению (56), стр. 112, при $O \cong 1913$ см² и $w = 47,5$ м/сек потребное сечение впуска составляет

$$f = \frac{1913 \cdot 2,567}{47,5} \cong 103 \text{ см}^2$$

и за вычетом 30% на сужение, соответственно

$$d_a^2 \frac{\pi}{4} = \frac{103}{0,7} \cong 147 \text{ см}^2,$$

получается $d_a \cong 140 \text{ мм}$. Потребная для достижения поперечного сечения f высота подъема клапана составляет

$$h_n = \frac{103}{2 \cdot 14\pi} \cong 1,2 \text{ см} = 12 \text{ мм (без перекрыши)}.$$

Выпускные клапаны имеют диаметр $d_a = 150 \text{ мм}$. Потребная высота подъема клапана при 25% сужения составляет

$$h_n = \frac{0,75 \cdot 15^2 \frac{\pi}{4}}{2 \cdot 15\pi} = 1,4 \text{ см} = 14 \text{ мм}.$$

Остальные размеры клапанов, клапанных седел и клапанных коробок определяются так, как ниже указано для впускных клапанов цилиндра низкого давления (см. фиг. 1, табл. 12).

Диаметр наружной седельной поверхности $d_a = 140 \text{ мм}$.

Диаметр внутренней седельной поверхности, для возможности сборки клапана $d_i = 140 - 1 = 139 \text{ мм}$.

Сообразно приведенным на стр. 187 данным, проекция ширины седельной поверхности выбрана $s = 2 \text{ мм}$, толщина стенки трубы $\delta = 5 \text{ мм}$, диаметр клапанного стержня в сальнике $15,3 \text{ мм}$. В клапанной втулке, наружный диаметр которой составляет 45 мм , диаметр стержня составляет 18 мм , а клапанная втулка соединена с клапанной трубой при помощи 5 ребер толщиной по 5 мм . Таким образом, при диаметре трубы $d_s = 103 \text{ мм}$ получается свободное поперечное сечение прохода вне трубы

$$14^2 \frac{\pi}{4} - (10,3 + 2 \cdot 0,5)^2 \frac{\pi}{4} = 53,66 \text{ см}^2,$$

а внутри трубы

$$10,3^2 \frac{\pi}{4} - 4,5^2 \frac{\pi}{4} - 5 \cdot 0,5 (10,3 - 4,5) = \sim 53 \text{ см}^2.$$

Оба поперечных сечения приблизительно равны $0,5 f$ и дают полное поперечное сечение прохода $53,66 + 53 = 106,66 \text{ см}^2$.

Клапаны устроены с перекрышами у седельных поверхностей высотой 2 мм .

Если при клапанных седлах наибольшая ширина внутреннего седельного кольца сделана в 33 мм , то получаются:

наибольший диаметр этого кольца $140 + 2 \cdot 33 = 206 \text{ мм}$;

наименьший диаметр, при высоте кольца 35 мм и подъеме наклонных сторон

$$1:5, \text{ составляет } 206 - 2 \cdot \frac{35}{5} = 192 \text{ мм};$$

наименьший диаметр верхнего кольца, в целях возможности сборки, $206 + 2 = 208 \text{ мм}$;

наибольший диаметр при той же высоте и том же подъеме, как и у нижнего кольца, $208 + 2 \cdot \frac{35}{5} = 222 \text{ мм}$.

Нижняя длина l_1 клапанного седла, для ограничения строительной высоты, до 32 мм соразмерена так, чтобы при нормальном подъеме клапана $12 + 2 = 14 \text{ мм}$ получилось расстояние $g = 14 \text{ мм}$, которое достаточно для требуемого поперечного сечения в $0,5 f$. При наибольшем ходе клапана в 32 мм этого поперечного сечения не имеется. При верхней длине $l_2 = 48 \text{ мм}$, наоборот, 5 отверстий для прохода пара в клапану вполне дают поперечное сечение f .

При клапанных коробках через изображенное на разрезе $G-H$ (фиг. 1, табл. 12) буквой q_1 поперечное сечение должно проходить по меньшей мере

$\frac{1}{10}$ всей паровой струи, так что при $q_1 = 2,25 \text{ см}^2$ высота этого поперечного сечения должна составлять не менее

$$\frac{103}{10 \cdot 2,25} = 4,6 \text{ см.}$$

В действительно выполненной машине находим эту высоту в 85 мм. Поперечное сечение q_2 должно удовлетворять условию $q_2 \geq 3 q_1$.

Обозначенное на разрезе $E-F$ через 1—2—3—4—5—6 свободное сечение прохода должно составлять половину f . Если диаметр полости примем 205 мм, диаметр нижней седельной тарелки 144, а ширину и толщину 5 нижних перегородок соответственно по 38 и 14 мм, то получается свободный проход

$$\frac{1}{2} (20,5^2 \frac{\pi}{4} - 14,4^2 \frac{\pi}{4} - 5 \cdot 3,8 \cdot 1,4) = 70,25 \text{ см}^2, \text{ т. е. больше } 0,5 f.$$

Наконец, расстояние m должно быть соразмерено так, чтобы изображенное на разрезе $A-B-C$ через 7—8—9—10 поперечное сечение (измеряемое по середине клапана) было бы больше $0,5f$. Принимая ширину и среднюю высоту этого поперечного сечения у клапанной коробки в 220 и 75 мм, а проекцию клапана и клапанного седла, поскольку они суживают это поперечное сечение, в 190 и 50 мм, находим необходимое условие

$$m \geq \frac{0,5 f}{22 \cdot 7,5 - 19,5} \text{ или } m \geq 0,74 \text{ см.}$$

В исполненной машине $m = 20 \text{ мм}$.

§ 93. Силы, действующие на клапан. Действующие на клапан силы и действие их на внешний парораспределительный механизм могут быть определены только приблизительно. К этим силам относятся:

1. Давление пара на закрытый клапан. Оно обыкновенно образует самое большое из всех сопротивлений, преодолеваемых при открытии клапана. На обе седельные поверхности давление пара действует по обыкновенно делаемому при предохранительных клапанах допущению, согласно фиг. 203, стр. 186, с силой $(d_a + d_s) \pi \cdot z \cdot p'$, а на расположенную между обеими седельными поверхностями поверхность шириной z — с силой $d_m \pi z (p' - p'')$. Таким образом, обозначая $0,5(d_a + d_s) = d_m$, находим полное давление пара

$$d_m \pi [2s \cdot p' + z(p' - p'')].$$

Здесь можно принять, что для впускного клапана давление p' равно давлению впуска p_1 ; давление p'' равно конечному давлению сжатия p_c , а для выпускного клапана p' равно конечному давлению расширения p_e , а p'' равно давлению выпуска p_2 .

Путем увеличения диаметра d_s внутренней седельной поверхности, как, например, при клапанах Лентца (стр. 185), можно произвольно уменьшить давление пара на закрытый клапан, которое при некоторых обстоятельствах может сделаться равным нулю.

2. Давление стержня. На не разгруженное поперечное сечение клапанного стержня пар давит с силой $\Delta^2 \frac{\pi}{4} \cdot p'$, где Δ — диаметр стержня в сальнике. Давление стержня при впускных клапанах вообще направлено вверх, при выпускных клапанах для выпуска в атмосферу — вниз, а при конденсации только при открытом клапане — вверх. Таким образом, давление пара стремится отрывать впускные клапаны и закрывать выпускные. При высоком давлении впуска давление стержней у впускных клапанов получается довольно значительным.

3. Трение сальника. Оно всегда образует сопротивление рассматриваемому движению клапана. Величина его, по Тринксу, может быть принята приблизительно

$$W_s = \frac{1}{20} \Delta \pi \cdot h_s (p' - 1),$$

где h_s — высота набивки в сантиметрах.

4. Упругость клапанных пружин. Она всегда действует по направлению закрытия клапана, и величина ее возрастает с высотой подъема клапана (см. § 95).

5. Действие веса и массы клапана и соединенных с ним частей, как, например, стержня, буферного поршня и пр. Направленный книзу вес этих частей всегда стремится закрывать клапаны, а массы сперва сопротивляются всякому движению, а затем усиливают это движение.

6. Всасывающее действие текучего пара, которое при обыкновенном устройстве стремится закрывать открытые клапаны.

§ 94. **Диаграммы подъема клапана.** Подобно тому, как при золотниковых парораспределениях наносятся открытия канала a_x , при клапанных парораспределениях в виде ординат к соответствующим путям поршня в виде абсцисс наносятся получаемые по схеме парораспределения подъемы клапана h_x . Таким образом, получаются так называемые диаграммы подъема клапана. На фиг. 207 изображена подобная диаграмма для впуска и выпуска у изображенного на табл. 11 расцепного парораспределения. У существующей машины подобные диаграммы могут быть сняты непосредственно при помощи бумажного барабана индикатора, пишущий штифт которого сидит на клапанном стержне.

Соответствующая какому-нибудь положению поршня ордината диаграммы подъема клапана выражает собой подъем клапана при этом положении поршня, или, при соответственно соразмеренном масштабе, эта ордината дает пропорциональное подъему клапана поперечное сечение открытия. Для определения количества проходящего пара на диаграмму подъемов клапана наносится кривая торможения, которая в каждой данной точке имеет своей ординатой наименьший потребный для устранения торможения пара подъем клапана h_{min} . При бесконечной длине шатуна эта кривая имеет вид эллипса, а при конечной длине шатуна она более или менее отличается от эллипса, в зависимости от отношения $\frac{R}{L}$. Подставив по уравнению (81), стр. 187, необходимый для предупреждения торможения пара наименьший подъем клапана

$$h_{min} = \frac{f_{min}}{2d_a \pi},$$

при посредстве уравнения (57), стр. 113, находим также

$$h_{min} = \frac{O \cdot c}{2d_a \cdot \pi \cdot w_{max}}.$$

В этом уравнении переменной является только скорость поршня c . Поэтому для получения ординат кривой торможения для разделенного на десять равных частей хода поршня здесь необходимо только помножить постоянный множитель

$$(82) \quad K = \frac{O \cdot v}{2d_a \cdot \pi \cdot w_{max}} = \frac{O \cdot c_m}{4d_a \cdot w_{max}}$$

на значения таблицы стр. 90.

§ 95. **Клапанные пружины.** Расположенные во всех клапанных парораспределениях над или под запирающими органами пружины при расцепных парораспределениях должны тотчас же по расцеплении клапана от наружного распределительного механизма привести клапан по возможности быстро в положение закрытия, а при принудительных парораспределениях, наоборот, поддерживать связь клапана с наружным распределительным механизмом в течение запирающего его движения. Пружины надеваются на закрытые клапаны с некоторым начальным натяжением,

которое должно изменяться в известных пределах. При поднятии клапана натяжение пружины возрастает, достигая наибольшего своего значения при наивысшем положении клапана.

В виду многих влияний, не поддающихся точному определению, точное вычисление требуемой силы пружины едва ли выполнимо. Вообще эта сила должна быть тем больше, чем больше число оборотов машины и чем больше ускоряемые при парораспределении массы; таким образом, она вообще при принудительном парораспределении должна быть больше, нежели при расцепном, так как при первом большей частью ускоряются также части наружного распределительного механизма. Во многих случаях силу пружины $P_{\min}$ в килограммах при закрытом клапане выбирают эмпирически, а именно:

для цилиндра высокого давления в $\frac{1}{15}$,

для цилиндра низкого давления в $\frac{1}{17}$ до $\frac{1}{22}$

диаметра цилиндра в миллиметрах. Наибольшая сила пружины при наивысшем положении клапана составляет

$$P_{\max} = \text{от } 1,2 P_{\min} \text{ до } 2 P_{\min}.$$

Тринкс¹⁾ дает следующий приблизительный способ вычисления силы пружины P_r . При расцепном парораспределении после расцепления запирающего органа при впуске пара ускорение его производится собственным весом G_c клапана и соединительных с ним частей, силой пружины и всасывающим действием протекающего пара, между тем как трение сальника W_s и давление стержня (см. § 93) стремится замедлить опускание клапана. При выпуске действие давления стержня бывает иное только при машинах с выпуском в атмосферу. Если пренебречь всасывающим действием протекающего пара и давлением стержня, как приблизительно взаимно уничтожающимися, и обозначить через

t продолжительность запирания клапана в секундах,

h подъем клапана при нормальном наполнении в m ,

p потребное для закрывания ускорение в m/sec^2 ,

то запирающее усилие $P_r + G_c$ должно быть равно ускоряемой массе, помноженной на необходимое ускорение и увеличенной на трение сальника, т. е.

$$P_r + G_c = p \frac{G_c}{g} + W_s \text{ или } P_r = \left(\frac{p}{g} - 1 \right) G_c + W_s.$$

Ускорение вычисляется из известной зависимости

$$h = \frac{1}{2} p \cdot t^2 \text{ и составляет } p = \frac{2h}{t^2}.$$

Время t равно пути, описываемому поршнем в течение закрывания клапана, деленному на среднее значение скорости поршня в течение этого промежутка времени. Путь поршня в течение периода закрывания в среднем при 100 оборотах в минуту и скорости пара в момент расцепления в 40 до 45 m/sec может быть принят для впуска в 6, 9, 12% пути поршня при расцеплении в 8, 25 и 45% хода поршня, а для выпуска от 12 до 15% пути поршня.

При принудительных парораспределениях Тринкс советует вычислять силу пружины не для нормального, а для наибольшего числа оборотов, и полученное число для безопасности увеличить еще на 5 до 10%.

По размерам большей части цилиндрических пружин, на основании теории сопротивления материалов, потребная толщина проволоки определяется из уравнения

$$P_{\max} \cdot r_f = 0,2 \cdot \delta_f^3 \cdot k_d, \quad (83)$$

где r_f — наименьший радиус витка, а $k_d \leq 3500 \text{ кг/см}^2$. Затем между сжатием пружины y_f и соответствующей силой пружины P_f существует зависимость

$$y_f = \frac{64 m \cdot r_f^3}{\delta_f \cdot G} \cdot P_f \quad (84)$$

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, стр. 1162.

где m — число витков, $G = 750\,000 \text{ кг/см}^2$ (модуль сдвига). Наконец, прогибы пружин относятся между собою, как их силы упругости, так что

$$\frac{y_f}{y_{\max}} = \frac{P_f}{P_{\max}} \text{ или } P_{\max} = P_f \frac{y_{\max}}{y_f}$$

и соответственно

$$P_{\min} = P_{\max} \frac{y_{\min}}{y_{\max}},$$

где $y_{\min}$ — наименьший, $y_{\max}$ — наибольший прогиб пружины.

Употребительное устройство клапанных пружин видно на фиг. 202, стр. 185, а также на фигурах таблиц от 10 до 18. Пружины для впускных клапанов монтируются в клапанной подставке. Здесь они внизу ложатся на тарелку или направляющую часть клапанного стержня, которая при расцепных парораспределениях образует собой часть воздушного буфера и может переставляться. Вверху пружины упираются или в стенку камеры, или, как при принудительных парораспределениях, в другую тарелку, удерживаемую и переставляемую при помощи нажимного винта. При выпускных клапанах пружины находятся на удлинённых клапанных стержнях. Для этой цели стержень при проходе через клапанную стойку принимает на себя прилегающую вверху к стойке пружину при помощи переставной, закрепляемой на стержне нижней тарелки. Кольман располагает клапанные пружины непосредственно над впускными клапанами в паровом пространстве (см. табл. 11).

§ 96. Пример расчета клапанных пружин. В приведенной на стр. 198 тандем-компаунд-машине $d = 0,3$, $D = 0,5$, $S = 0,55 \text{ м}$, $n = 140$ впускные клапаны цилиндра низкого давления приводятся в движение изображенным на табл. 12 расцепным распределительным механизмом. Для наполнения в 35% период записывания клапана, по стр. 192, при 100 оборотах может быть принят в 10, а при 140 оборотах в 14%. Расцепление тогда начинается после $35 - 14 = 21\%$ пути поршня от его мертвого положения. По схеме парораспределения клапаны в этот момент имеют подъем в 16 мм, и средняя скорость поршня в течение описанного им за период записывания пути по табл. на стр. 90, сообразно уравнению (41) может быть принята

$$c = 0,95 v = 0,95 \frac{0,55 \pi \cdot 140}{60} = 3,83 \text{ м/сек.}$$

Отсюда затем получается продолжительность периода закрывания и требуемое ускорение клапана

$$t = \frac{0,14 \cdot 0,55}{3,83} = 0,02 \text{ сек, и } p = \frac{2 \cdot 0,016}{0,02^2} \cong 80 \text{ м/сек.}$$

Если принять вес клапана, стержня и т. д. в 4,5 кг, а трение сальника, при диаметре стержня в 1,53 см, высоте набивки 4,5 см и давлении пара $p' - 1 = 2,5 \text{ ат}$, будет

$$W_s = \frac{1}{20} \cdot 1,53 \pi \cdot 4,5 \cdot 2,5 = 2,7 \text{ кг,}$$

и вычисленное ускорение, согласно стр. 192, обуславливает собой силу пружины

$$P_f = \left(\frac{80}{9,81} - 1 \right) 4,5 + 2,7 \cong 35 \text{ кг.}$$

Вычислив по этой силе толщину пружины δ_f при допущении k_s только 2500 кг/см^2 для предупреждения превышения допускаемого предела $k_s = 3000 \text{ кг/см}^2$ при значении $P_{\max}$ находим для радиуса выполненной пружины $r_f = 2,75 \text{ см}$ согласно уравнению (83)

$$\delta_f = \sqrt[3]{\frac{35 \cdot 2,75}{0,2 \cdot 2500}} \cong 0,6 \text{ см} = 6 \text{ мм,}$$

и потребное сжатие пружины при $m = 13$ витках

$$y_f = \frac{64 \cdot 13 \cdot 2,75^3}{750000 \cdot 0,6^4} 35 = 6,23 \text{ см.}$$

Наименьшее сжатие ее (при закрывании клапана) $y_{\min} = 6,23 - 1,6 = 4,63 \text{ см}$, а наибольшее сжатие при наибольшем ходе клапана в 32 мм будет $y_{\max} = 4,63 + 3,2 = 7,85 \text{ см}$.

Таким образом, наибольшая и наименьшая силы пружины составляют

$$P_{\max} = \frac{7.85}{6.28} 35 \cong 44 \text{ кг}; \quad P_{\min} = \frac{4.63}{6.28} 35 \cong 26 \text{ кг}.$$

Наибольшее напряжение пружины при первой составляет только $k_s = 2800 \text{ кг/см}^2$. Таким образом, пружина окажется удовлетворительной для данного периода записывания при несколько большем G_s , или при одинаковом G_s она окажется удовлетворительной и для меньшего периода замыкания.

§ 97. Клапанные стойки, тяги, рычаги и другие части распределительного механизма. Клапанные стойки (или кронштейны) служат для направления клапанных стержней, а также для поддержки и помещения клапанных пружин, рычажных осей, седел (для катящихся рычагов), воздушных или масляных буферов. Клапанные стержни в них направляются своей утолщенной частью по высверленной втулке, соединенной с основной плитой подставки помощью переходной части. Вид переходной части бывает весьма различен, как показано на табл. 10—18. Встречаются цилиндрические и конические переходы, двуногие плоские стойки, или даже однобокие стойки, цилиндрически упирающиеся у основной плиты. Клапанные пружины при выпуске могут находиться в колпаке, привинчиваемом к стойке; при выпуске клапанная пружина открыта. Основную форму стойки составляют очки и пластины для поддержки рычажных осей и седел, а в случае цилиндрической или конической формы они должны быть снабжены отлитыми в них отверстиями для доступа к стержням и их сальникам.

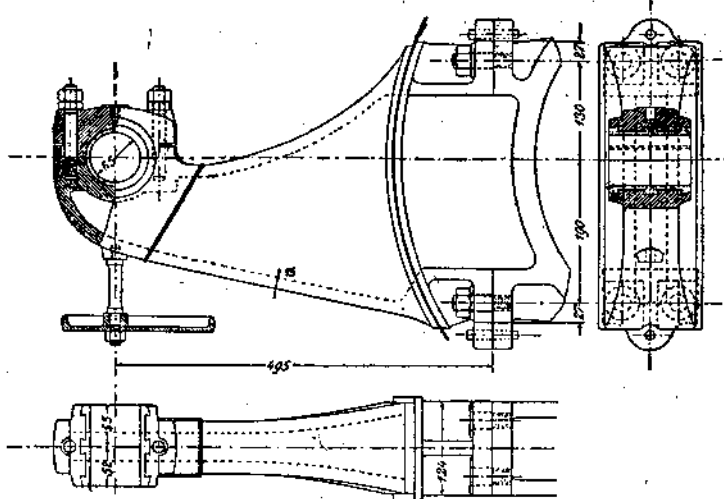
Материалом для рычагов, тяг и осей большей частью служит сталь. Оси обыкновенно закаляются, а рычаги в соответствующих местах снабжаются бронзовыми или закаленными стальными втулками. Необходимо озаботиться достаточной смазкой всех сочленений и при конструировании отдельных частей принять во внимание их движение. Последнее обстоятельство, главным образом, необходимо иметь в виду при соединении клапанного рычага с клапанным стержнем, так как рычаг колеблется вокруг неподвижной точки, между тем как стержень движется вертикально вверх и вниз. У расценных парораспределений это соединение большей частью производится по фиг. 1, табл. 12, или по фиг. 2 и 3, табл. 11. На табл. 12 круглый конец рычага, через который проходит клапанный стержень, направляется двумя шаровыми вкладышами и поддерживается двумя гайками сверху и снизу. Четыре подобных вкладыша вырезаются из одного шара. Винтовая резьба клапанного стержня мелка. На табл. 12 конец рычага устроен в виде подушки, а стержень снабжен двумя соответствующего вида цапфами. Верхние гайки при помощи подкладной шайбы полусферической формы ложатся на цапфовую часть, а из обеих нижних гаек одна снабжена упругой стальной пластиной.

При принудительных парораспределениях с качающимися кулаками в настоящее время очень употребительно показанное на табл. 16 и 17 соединение между кулаком и клапанным стержнем. В утолщенной направляющей части последнего помещен вращающийся на концах цилиндрический закаленный стержень, имеющий по середине плоское сечение, где он охватывается челюстообразным отверстием кулака. При катящихся рычагах применяется соответствующее же соединение фиг. 218, или же клапанный стержень соединяется с рычагом посредством закрепленного в последнем стержня (фиг. 3 и 4, табл. 10), между тем как другая проушина получает шарнирное соединение, при котором полая шайба со сквозным болтом может перемещаться по примыкающей тяге S и S' . В других случаях простые тяги, для возможности точной установки их длины, закрепляются в очках при помощи резьбы и контр-гаек. При этом для более красивого внешнего вида гайки своим уступом закрывают выступающую резьбу. Реже встречаются при эксцентриковых тягах показанные на фиг. 2 и 3, табл. 11, распорные кольца или прокладочные шайбы по фиг. 4, табл. 17.

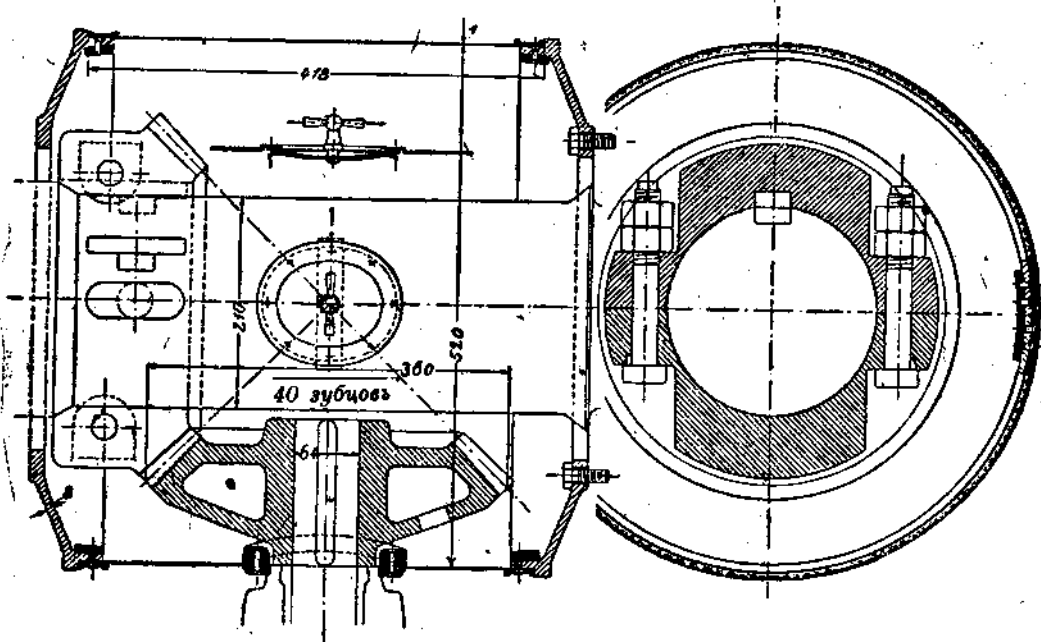
Относительно устройства эксцентриков и эксцентриковых тяг здесь могут служить указания, сделанные выше (см. § 71) для золотниковых парораспределений. Но эксцентрики при клапанных парораспределениях могут быть сделаны меньше и соответственно тоньше, нежели при золотниковых, так как они закрепляются не на главном валу машины, а на более тонком распределительном валу.

Кронштейны подшипниками для распределительного вала отливаются полыми и в местах опор снабжаются бронзовыми валадышами или заливаются белым сплавом (фиг. 208).

Конические приводные колеса распределительного вала закрываются железным кожухом. На фиг. 209 показан пример подобного закрытия колес. Колесо на главном валу сделано разъемным.



Фиг. 208. Кронштейн распределительного вала цилиндра высокого давления горизонтальной тандем-машины зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.



Фиг. 209. Правод к распределительному валу горизонтальной тандем-машины зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.

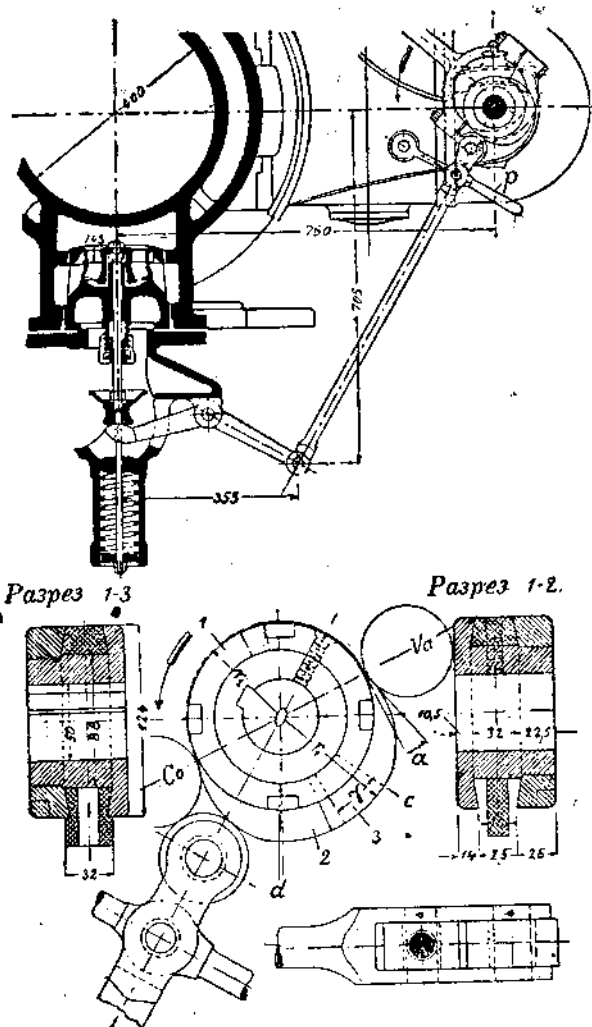
а. Принудительные клапанные парораспределения с постоянным наполнением.

§ 98. Применение и подразделение. Рассматриваемые здесь парораспределения применяются для выпуска у всех клапанных машин, а для выпуска — только у цилиндров среднего и низкого давления машин многоступенчатого расширения, если только в последнем случае, в целях достижения равномерного хода, выбранная для цилиндра высокого давления конструкция парораспределения (см. п. б и с), устанавливаемая на определенную степень наполнения, не применена и в остальных цилиндрах. В рассматриваемых устройствах парораспределение может изменяться в незначительных пределах только при остановке машины, причем это изменение при выпуске простирается только на сжатие, а при выпуске — только на наполнение.

Между этими парораспределениями следует различать такие, в которых клапаны приводятся в действие не круглыми (булачными) шайбами, и на такие, в которых они действуют при помощи эксцентриков. Передача движения клапанам всегда должна производиться таким образом, чтобы требуемые при открытии и закрытии клапанов соответственные ускорение и замедление движущихся масс происходили без ударов

и без вреда для седельных поверхностей запирающих органов и для точек сочленения распределительных тяг. Для этой цели клапаны, при достаточно короткой продолжительности открывания, должны приподниматься со своих гнезд с возможно меньшей скоростью и затем уже ускорять свой подъем до желаемой степени соответственно сопротивлению ускорению. Закрывание клапана должно производиться обратным способом, т. е. при достаточно короткой продолжительности оно должно производиться с соответствующим убыванием скорости и постепенным переходом к положению закрытия в конце хода. Кулачные шайбы при правильном их очертании и не слишком большом числе оборотов вполне допускают подобное движение клапанов. Эксцентрики же, наоборот, при применяемых в настоящее время числах оборотов требуют особого вида передачи между передаточной эксцентриковой тягой и двигательной клапанной тягой. Эта передача состоит или из катящихся рычагов или из качающихся кулаков.

§ 99. Передача движения помощью кулачных шайб. Фиг. 210 изображает обычно применяемое для выпускных распределений устройство кулачных шайб по одной для каждого выпускного клапана. Шайба (фиг. 211) снабжена выступом, которым она поднимает скользящий по ней ролик, а также и



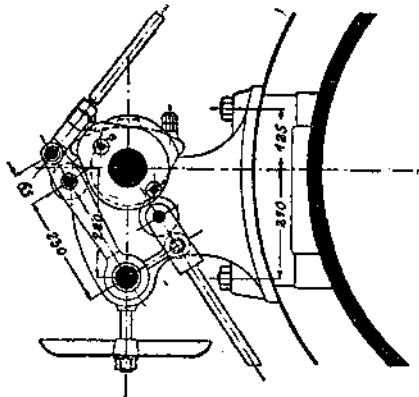
Фиг. 210 и 211. Выпускное распределение с кулачными шайбами Саксонск машиностр. завода.

клапан. Закрывание последнего производится одновременно прижимающей ролик к шайбе. Для направления ролика служит рычаг p , имеющий неподвижную точку опоры в кронштейне распределительного вала. При спуске воды из цилиндра клапан может быть приподнят помощью рукоятки на этом рычаге. При положении радиуса OV , кулачной шайбы на фиг. 211 по середине тяги ролика начинается открытие клапана: между положениями mi O_1 и O_2 клапан совершенно от крыт, а при том же положении радиуса OC_0 клапан опять закрывается. Таким образом, угол V_1OC_0 соответствует обозначенному на фиг. 1, стр. 7, через $\angle OIV$ углу поворота главного кривошипа от начала опережения выпуска до конца сжатия. Путем постепенного подъема и спуска кулачного выступа достигается медленное плавное поднятие и опускание клапана при достаточно короткой продолжительности открытия и закрытия для небольшого числа обо-

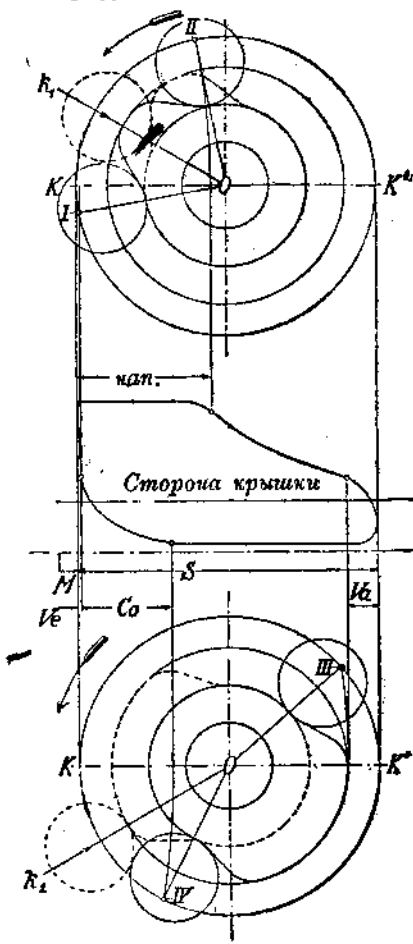
ротов машины и. На фиг. 212 изображено расположение кулачных шайб для впуска и выпуска у цилиндра низкого давления.

Положение уступа на кулачном диске определяется по построенной индикаторной диаграмме (фиг. 213). При выпуске со стороны крышки положения главного кривошипа $OIII$ и OIV в круге KK' определяют собой радиусы OV_2 и OC_2 для начала и конца уступа. При впуске положения главного кривошипа OI и OII определяют собой радиусы OV_1 и OE_2 для начала опережения впуска и расширения. Если нажатие впускного ролика происходит по направлению k_1 , а выпускного по направлению k_2 , то впускная шайба (фиг. 213 вверху) должна быть заклинена на валике так, чтобы при мертвом положении стороны крышки главный кривошип OK совпадал с k_1 , а выпускная шайба (фиг. 213 внизу) должна быть заклинена так, чтобы при мертвом положении со стороны кривошипа положение кривошипа OK' совпадало с k_2 , т. е. чтобы кулаки приняли показанные пунктиром положения.

Разность радиусов кулака $r_1 - r_2$ должна удовлетворять подъему клапана сообразно даваемому включенным рычагом передаточному отношению. Но во многих случаях наружный круг уступа, по достижении требуемого подъема клапана, несколько еще приподнимается, сообщая, таким образом, клапану некоторый переподъем для предупреждения слишком быстрой перемены направления сил инерции. Затем радиус r_1 обуславливается отверстием и необходимой толщиной ступицы шайбы. Но в течение части



Фиг. 212.



Фиг. 213.

хода, выраженной дугой $IK'II$ и соответственно $III K IV$, ролики не соприкасаются с шайбами, а между ними оставляется зазор 0,5 мм, чтобы, с одной стороны, при закрытом клапане ролик не скользил и внешний механизм был разгружен, а с другой стороны, клапан мог произвести плотный затвор.

Вид кривых, ограничивающих выступы шайб для подъема и закрытия, должен быть сообразован с ускоряемыми и замедляемыми массами при открывании и закрывании клапана. Большей частью очертания кривых определяются приблизительно и имеют вид прямых линий или дуг круга с постепенным тангенциальным переходом к внутреннему и наружному кругам шайбы. Путем построения кривых, изображающих скорости и ускорения перемещаемых масс в течение подъема и закрытия клапана, а также дающих действующие на клапан усилия, можно определить, согласно сказанному в § 102, насколько выбранные очертания кривых удовлетворяют поставленным требованиям. Угол наклона α кривой очертания (фиг. 211) колеблется между 20 и 40°, но редко превышает 30°. Он должен быть сделан тем меньше,

чем больше число оборотов машины, хотя быстрое отрывание и закрывание клапанов, в виду происходящего торможения пара, требует возможно большего угла α . Прежде всего необходимо устранить всякое внезапное изменение скорости и соскакивание ролика с шайбы, происходящее, главным образом, в точках c и d (фиг. 211) при слишком сильном ускорении или замедлении перемещаемых масс тяг.

Материалом для кулачных шайб служит чугун или железо. Рабочая часть состоит из закаленной стали и закрепляется в шайбе ласточкиным хвостом. Для достижения небольшого изменения наполнения или соответственно сжатия рабочая часть (с кривой поверхностью) большей частью делается разъемной из двух частей и снабжается пазом и шпонкой. На фиг. 211 возможно смещение рабочей поверхности на угол γ . Материалом для роликов также служит закаленная сталь.

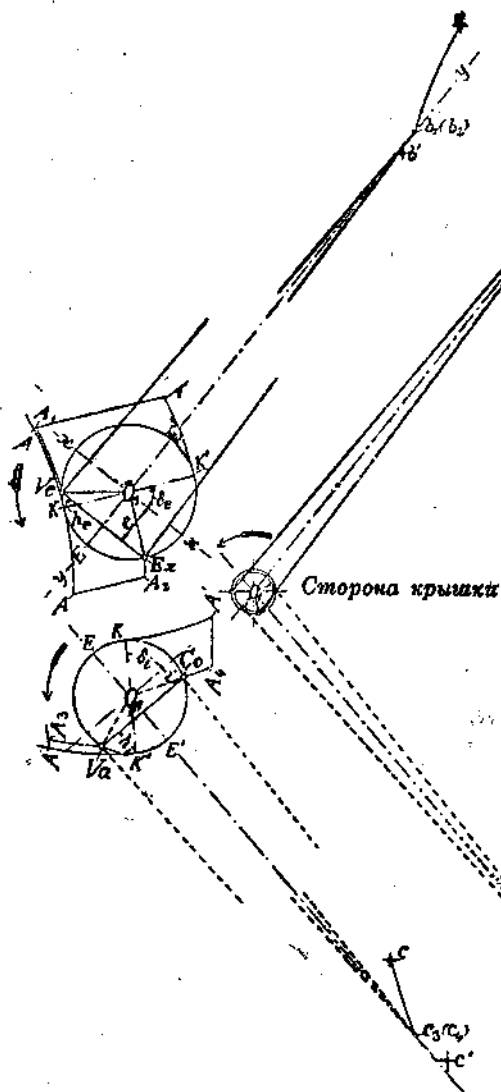
§ 100. Передача движения помощью эксцентриков. На фиг. 214 схематически изображено простейшее устройство непосредственной эксцентриковой передачи. Из закрепленных на распределительном валу обоих эксцентриков для каждой стороны цилиндра один распределяет выпуск, а другой — выпуск при помощи катящегося рычага (§ 101). Сообщаемые при этом клапаном подъемы могут быть определены при помощи золотниковой диаграммы Мюллер-Рело.

На фиг. 214, где в увеличенном масштабе начерчен круг эксцентрикового кривошипа клапанного распределения для впуска со стороны крышки, yy изображает среднее направление эксцентриковой тяги. Она совпадает с O_1b_1 (b_2), где b_1 и b_2 — взаимно перекрывающиеся положения левой цапфы катящегося рычага при положениях O_1V_e и O_1E_e эксцентрикового кривошипа для начала опережения впуска и соответственно для конца наполнения. Круг эксцентрикового кривошипа вместе с тем представляет собой круг, описываемый цапфой главного кривошипа, и его мертвые положения OK и OK' составляют с перпендикуляром ax в среднем положении эксцентриковой тяги угол δ_e , образуемый биссектрисой угла IOI' на фиг. 215 с вертикалью через O . Когда эксцентриковый кривошип вращается по указанному направлению, то при положении OV_e на фиг. 214 клапан начинает подниматься со своего седла. При положении O_1K' (мертвое положение поршня со стороны крышки) клапан соответственно опережению открытия золотника бывает открыт на величину h_e , помноженную на даваемое катящимся рычагом при этом положении передаточное отношение, и поднятие клапана возрастает при дальнейшем поворачивании главного и распределительного валов. При положении O_1E_e клапан опять садится на свое седло, следовательно, A_1A соответствует опережению впуска, AA_2 — наполнению, отнесенному к отложенному на параллели KK' пути поршня по способу Шорха. Наконец, при положениях O_1V_e и O_1E_e катящийся рычаг должен принять то же положение, так как тогда клапан оставляет свое седло и соответственно возвращается к нему. Поэтому дуга, описанная из положения b_1 (b_2) левой цапфы катящегося рычага при этих его положениях, как из центра, радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, проходит через V_e и E_e , или, при пренебрежении конечной длиной эксцентриковой тяги, образует прямую, перпендикулярную EE' . Она соответствует прямой e золотниковой диаграммы, и обозначенное на фиг. 214 через e расстояние может считаться внешней перекрышей клапанного парораспределения, которая, правда, не имеется на клапане подобно тому, как мы это видели при золотниковом парораспределении, но на которую наружный парораспределительный механизм должен перемещаться со своего среднего положения до начала открытия клапана.

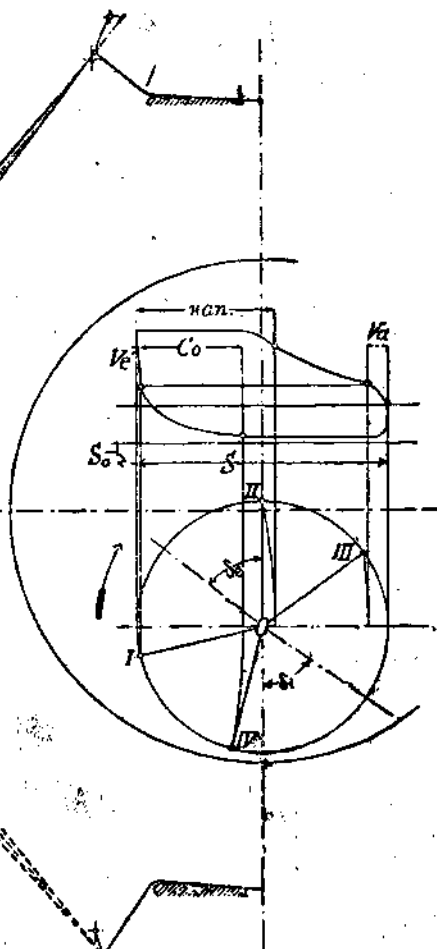
Соответственным образом может быть изображено движение выпускного клапана. Линия пути поршня KK' образует с перпендикуляром к среднему положению эксцентриковой тяги угол δ_e , образуемый биссектрисой угла $III'IV$ на фиг. 215 с вертикалью, проведенной через O ; этот угол может различаться от угла δ_e , так как впуск и выпуск распределяются совершенно независимо друг от друга. При положении O_1V_e на фиг. 214 клапан открывается, а следовательно, начинается опережение выпуска; при положении OK' он уже бывает открыт на величину опережения открытия (соответствующую h_e), а при положении OC_0 он опять закрывается, т. е. начинается сжатие; затем описываемая из c_2 (c_1) дуга круга радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, проходит через точки V_e и C_0 , образуя дугу i или, при пренебрежении конечной длиной эксцентриковой тяги, прямую i .

нанесенной на фиг. 214 внутренней перекрыши i , на которую внешний распределительный механизм должен быть смещен со своего среднего положения до начала открытия выпускного клапана.

Необходимо заметить, что при передаче эксцентриковой тягой последняя и прилегающее к ней плечо катящегося или валапного рычага при предельных положениях Eb , $E'b'$, и соответственно Ec , $E'c'$ должны оставаться на довольно боль-



Фиг. 214.



Фиг. 215.

шом расстоянии от вытянутого положения; угол, образуемый обоими предельными положениями с этим положением, должен составлять не более 140° и соответственно 40° .

§ 101. Катящиеся рычаги. Требуемое безударное ходовое движение клапанов при открывании и закрывании помощью катящихся рычагов достигается путем переменного передаточного отношения. Действие подобного рычага состоит в том, что движение рабочего конца эксцентриковой тяги в начале хода клапана передается сперва в сильно уменьшенном отношении, которое затем постепенно возрастает до достижения требуемой скорости подъема. В течение опускания клапана происходит обратное явление. Сопряженная с подобным движением катящегося рычага в начале и конце открытия клапана потеря хода, при которой значительная часть

подъема. При дальнейшем движении клапана точка прикосновения катящегося рычага переходит на сильно искривленный путь $p_5 p'$. Но передаточное отношение при этом меняется только весьма мало. В p_6 клапан принимает наивысшее свое положение, и точка с тогда находится в c' . При обратном движении описанное явление повторяется в обратном порядке последовательности. При перемещении точки опоры рычага из p_5 в p_3 движение точки с передается опускающемуся клапану в постепенно опускающемся отношении, пока, наконец, в точке p_3 , при опускании клапана на свое седло, передаточное отношение достигает наименьшего своего значения. Тогда эксцентрик еще при закрытом клапане передвигает точку с от c_3 к с и обратно. В течение этой части движения эксцентрика катящийся рычаг подымается со своего седла, с которым он опять приходит в соприкосновение только при начале следующего открытия клапана.

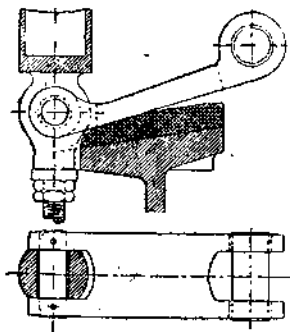


Fig. 217.

Что касается размеров, какие следует придавать катящемуся рычагу на фиг. 216, то необходимо прежде всего заметить, что обозначенный через y зазор между рычагом и седлом при начальном положении качения (точка опоры в p_2) обуславливает собой быстроту, с которой клапан из положения покоя переходит

200

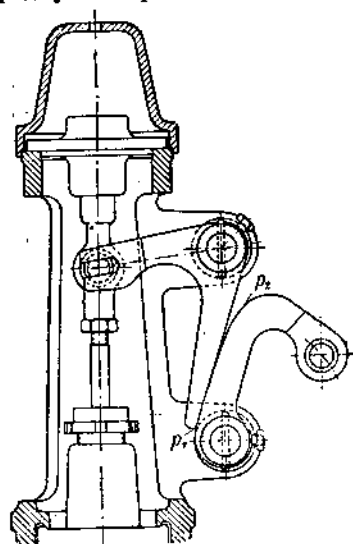
в требуемой скорости подъема при открытии, и наоборот — от этой скорости в положении покоя при его закрытии. Чем меньше величина y , тем сильнее массы клапана и тяг должны ускоряться при открытии и замедляться при закрытии, а следовательно, тем большие сопротивления появляются в парораспределении при открытии, и тем более сильные натяжения пружины требуются при закрытии клапана для сохранения соприкосновения между катящимся рычагом и седлом и для предупреждения свободного и жесткого падения клапана на седло. Но, с другой стороны, чем меньше y , тем меньше будет торможение пара в начале и конце наполнения. Сообразно этому, значение y колеблется между 3 и 8 мм и затем путем дальнейшего подпиливания седла может быть увеличено тем сильнее, чем больше число оборотов машины и чем больше ускоряемые массы парораспределения. Ширина $p_3 p_5$ пути качения должна составлять от 100 до 150 мм.

При расчерчивании контура катящегося рычага необходимо обратить внимание на сокращение по мере возможности скольжения его по седлу, т. е. чтобы рычаг при своем движении, главным образом, катился по седлу. Чистое качение без скольжения имело бы место, если бы рабочая поверхность $p_3 p_5$ седла была очерчена дугой круга, обратной показанной на фиг. 216, радиус которого вдвое больше радиуса изогнутого в том же направлении нижнего края рычага. Но для большей простоты и более легкого изготовления рычаг обыкновенно строят по фиг. 216 с нижней стороны совершенно прямым, а седло очерчивают вверху слабо выпуклой дугой круга. При этом точка m при качении описывает эвольвенту $m_1 x$, более или менее уклоняющуюся от требуемого вертикального движения точки. На величину этого именно уклонения рычаг должен скользить по седлу. Для возможного же ограничения этого скольжения точку p_5 располагают выше m таким образом, чтобы эвольвента в части ее, расположенной в пределах хода клапана h , пересекала проходящую через m вертикальную линию два раза, и уклонение обеих линий возможно равномерно распределялось по обе стороны оси клапанного стержня. Необходимо при этом заметить, что появляющаяся при скольжении боковая сила на клапанном стержне уничтожается путем надежного его направления.

Катящийся рычаг с неподвижной точкой вращения, находящий себе применение при больших числах оборотов, изображен на фиг. 218. Точка соприкосновения обоих рычагов переходит от p_1 в p_2 , причем передаточное отношение опять изменяется по вышеуказанному способу. Очертания рычагов при чистом разворачивании (качении) должны иметь вид эллипсов, как это имеет место при эллиптических зубчатых колесах. Но в большинстве случаев здесь также один из путей (клапанного рычага) очерчивается прямой линией, так что при движении происходит, хотя небольшое, скольжение. Очертание другого пути строится по точкам сообразно угловым скоростям обоих рычагов¹⁾.

Вообще катящиеся рычаги обладают тем недостатком, что при принудительных распределениях с переменным наполнением (см. п. б) они для образования достаточных открытий при небольших наполнениях обуславливают бесполезно высокие подъемы клапанов при больших наполнениях.

§ 102. Качающиеся кулаки. Назначение качающихся кулаков одинаково с назначением катящихся рычагов и состоит в плавном отрывании и закрытии клапанов с постепенно возрастающей и соответственно убывающей скоростью хода. Перед катящимися рычагами они имеют то преимущество, что поднятие и закрывание клапанов большей частью происходят быстрее, так что при этой передаче движения клапанам именно необходимо обратить серьезное внимание на огра-



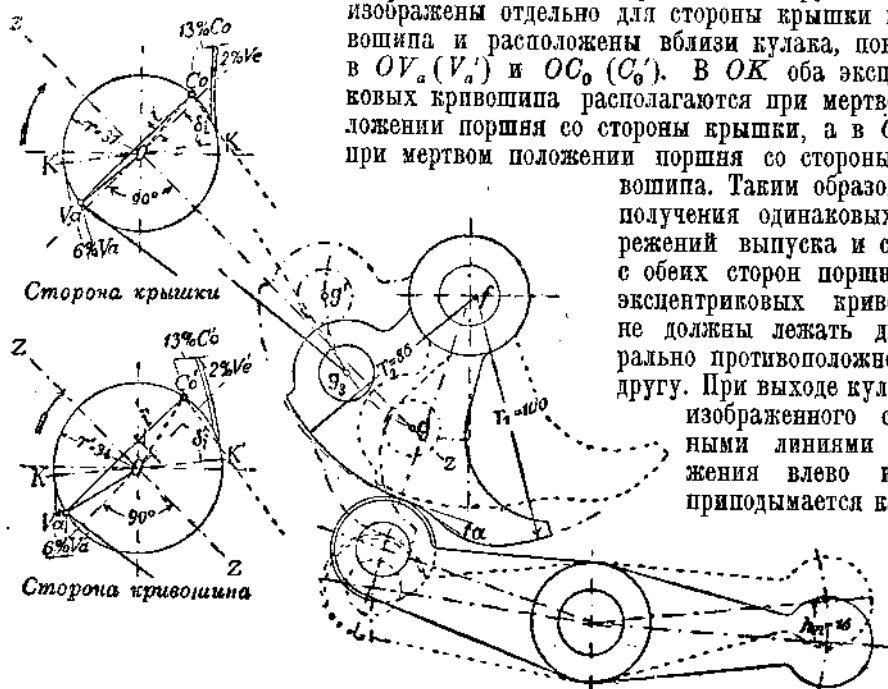
Фиг. 218. Катящийся рычаг выпускного распределительного механизма, зав. Борзиг, Берлин—Точель.

¹⁾ См. H. Holzer, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, стр. 2043.

нение масс и обусловливаемых ими сил. Затем при качающихся кулаках устранены бесполезно высокие подъемы клапанов и сильно возрастающие силы, передаваемые клапанами катящимися рычагам при больших наполнениях. Небольшой избыток хода при этих кулаках и здесь обыкновенно является неизбежным. Вид и действие кулаков подобны указанным при кулачных шайбах с той лишь разницей, что они имеют не два перехода между наружным и внутренним круговыми путями, а только один, служащий как для подъема, так и для опускания клапана.

На фиг. 219 изображен качающийся кулак выпускного парораспределения. Он действует на ролик двуплечего клапанного рычага. Изображенное сплошными линиями положение с точкой зацепления g_2 кулак принимает при начале опережения впуска и сжатия. Соответствующие положения эксцентриковых кривошипов, круги которых

изображены отдельно для стороны крышки и кривошипа и расположены вблизи кулака, показаны в $OV_a (V_a')$ и $OC_0 (C_0')$. В OK оба эксцентриковых кривошипа располагаются при мертвом положении поршня со стороны крышки, а в OK' — при мертвом положении поршня со стороны кривошипа. Таким образом, для получения одинаковых опережений выпуска и сжатия с обеих сторон поршня оба эксцентриковых кривошипа не должны лежать диаметрально противоположно друг другу. При выходе кулака из изображенного сплошными линиями положения влево клапан приподымается как раз



Фиг. 219. Выпускной кулак в тандем-машине Шарер и Гросс на табл. 13.

на требуемый подъем клапана h_n , которому сообразно передаточному отношению рычага соответствует разность радиусов r_1 — r_2 , причем ролик достигает наружного круга кулака. На обратном пути клапан закрывается. Надлежащее соприкосновение между роликом и кулаком в период движения клапана производится клапанной пружиной. При выходе кулака из указанного положения вправо клапан остается в положении закрытия, и наружный распределительный механизм движется вхолостую.

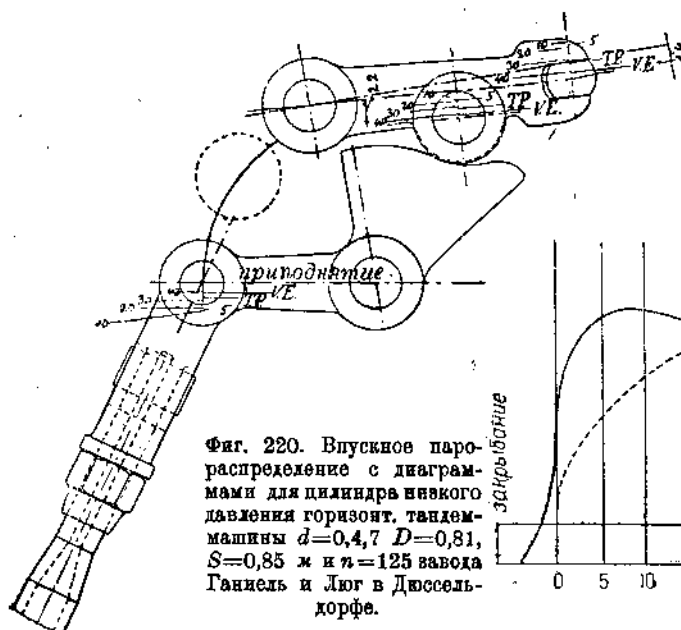
Для определения потребного эксцентриситета r лучше сперва выбрать относительные размеры клапанного рычага и кулака. Оказавшееся необходимым после нанесения переходной кривой (см. ниже) отклонение цапфы g из среднего направления эксцентриковой тяги zg служит для определения по указанному в § 109 способу потребной величины r для желаемой продолжительности сжатия и опережения выпуска.

Что касается очертания качающегося кулака, то необходимо иметь в виду, что рабочие пути с радиусами r_1 и r_2 должны быть очерчены из центра оси кулака не концентрическими дугами, как показано штриховыми кривыми, а дугами, описанными из точки f , лежащей сбоку от этого центра. Внутренняя кривая тогда несколько опускается относительно показанной штрихово-пунктирной линии, а наружная кривая несколько подымается. Понижение первой кривой очертания необходимо для предупреждения скольжения ролика по кулаку при холостом ходе внешнего парораспределительного органа и обеспечения надежной посадки клапана, а повышение послед-

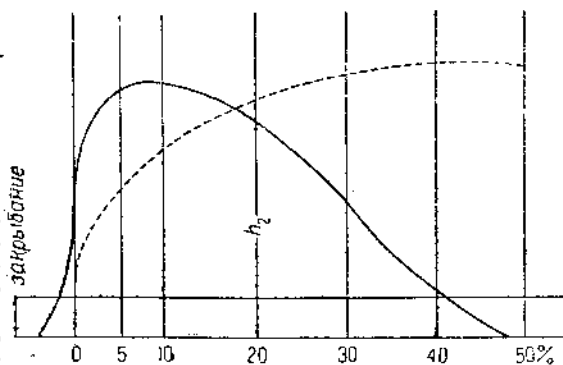
ней имеет целью препятствовать неподвижному состоянию ролика при наивысшем положении клапана.

Переходная кривая между наружным и внутренним круговыми очертаниями кулака строится так же, как и при кулачных шайбах, т. е. с углом наклона $\alpha = 20$

до 30 (40°) и по прямой линии или по двум дугам круга, закругленным с постепенным переходом к предельным очертаниям. Сообразно приведенным на стр. 197 данным, необхо-



Фиг. 220. Впускное парораспределение с диаграммами для цилиндра впускного давления горизонт. тандем-машины $d=0,4,7$ $D=0,81$, $S=0,85$ м и $n=125$ завода Ганнеля и Люг в Дюссельдорфе.



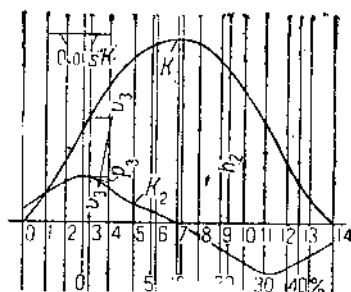
Фиг. 221.

димо при этом следить за тем, чтобы силы инерции парораспределения вместе с другими действующими на него силами не могли производить отскакивания ролика от кулака, которого можно опасаться при значительных числах оборотов. Проверка этого условия должна производиться при помощи кривых ускорения и действующих сил, как это, например, проектировано Виглебом и изображено на фиг. 221 до 225 для показанного на фиг. 220 парораспределения.

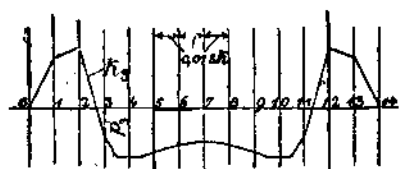
На фиг. 221 изображена вдвое больше натуральной величины заимствованная со схемы парораспределения по фиг. 220 обыкновенная диаграмма подъема клапана, ординаты которой, подъемы, даны для соответствующих путей поршня, отложенных в виде абсцисс.

Затем на фиг. 222 изображена кривая подъема клапана h_1 , отнесенная к промежуткам времени в $0,01$ сек. Так как в течение этого времени глав-

ный и распределительный валы поворачиваются на угол $0,01 \cdot \frac{n}{60} \cdot 360 = 0,01 \cdot \frac{125}{60} \cdot 360 = 7,5^\circ$, то на диаграмму в виде абсцисс нанесены 14 одинаковых



Фиг. 222.

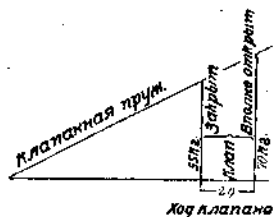


Фиг. 223.

отрезков, начиная с начала подъема клапана ¹⁾ и эксцентрикового кривошипа. Для путей поршня, нанесенных под соответствующими углами поворота кривошипа, подъемы клапана могут быть заимствованы из фиг. 221 и нанесены согласно фиг. 222, как это, например, показано для пути поршня в 20% и подъема клапана h_2 . По кривой h_1 показанным на фиг. 222 способом построена кривая скоростей h_2 ,

¹⁾ Клапаны снабжены перекрышками.

ординаты которой откладываются выше или ниже оси времен, в зависимости от того, поднимается или опускается клапан в данный момент. Точно таким же способом по кривой k_2 может быть построена кривая ускорений k_3 на фиг. 223. Ординаты этой кривой увеличены в $10/3$ раза и располагаются над осью абсцисс, если они выражают ускорения (в течение первой половины поднятия и второй половины опускания клапана), и под осью абсцисс, если они выражают замедления. Путем помножения ординат кривой k_3 на ускоряемые или замедляемые массы клапанной и эксцентриковой тяг получаются ординаты кривой давлений масс k_4 на фиг. 225. При этом массы тяг и неуравновешенных частей рычагов должны быть приведены к оси клапанного стержня. Кроме того на фиг. 225 при всяком данном направлении вес этих масс, давление пара на клапанный стержень, трение сальника и натяжение пружины начерчены последовательно в масштабе $1 \text{ мм} = \frac{1}{3} \text{ кг}$.



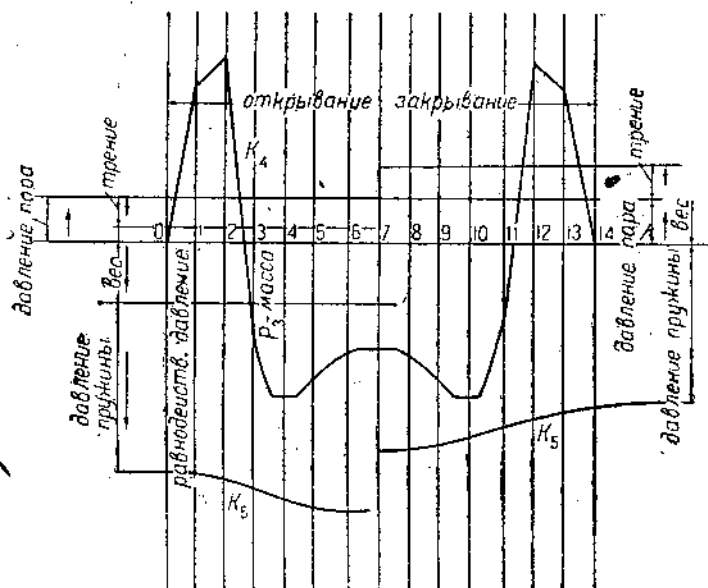
Фиг. 224.

Таким путем получена кривая k_5 . Давление стержня при клапанах всегда направлено вверх, а трение сальника всегда направлено противоположно движению клапана. В каждый данный момент. Определивши наименьшее и наибольшее натяжения пружины $P_{\min}$ и $P_{\max}$ при закрытом и вполне открытом клапане, не трудно по диаграмме фиг. 224 определить ординаты кривой натяжения пружины при помощи кривой подъемов клапана. Наконец, заключенные между обеими кривыми k_4 и k_5 на фиг. 225 ординаты соответствуют равнодействующей силе, действующей в отдельные моменты на клапанный стержень по направлению книзу. Для предупреждения отскакивания ролика от кулака эта сила не должна быть слишком мала. На фиг. 225 эта сила имеет наименьшее значение приблизительно в середине опускания клапана.

Затем из других видов качающихся кулаков, применяемых для распределения впуска и выпуска, укажем здесь на следующие.

В кулаке Прелля-Швабе (фиг. 4, табл. 16) сидящий на конце эксцентриковой тяги на цапфе кругового коромысла g ролик r приводит в движение рабочую часть k качающегося кулака и путем действия своего рода волнчатого рычага отклоняет его и подымает клапанный стержень. Для определения производимого механизмом движения клапана воображают себе ролик разъединенным от своего коромысла и движущимся сперва по закрепленному в начальном своем положении кулаку. Центр ролика при этом описывает путь cc' . Если затем центр ролика будет повернут из какого-нибудь своего положения вокруг точки b до круга cx , как, например, если точка c_1 будет повернута в x_1 , то лежащая между bc_1 и bx_1 хорда нанесенного пунктиром круга равна подъему клапана h . Описываемые вокруг отдельных точек пути cc' радиусом ролика круги обертывают очертание кривой рабочей части k кулака.

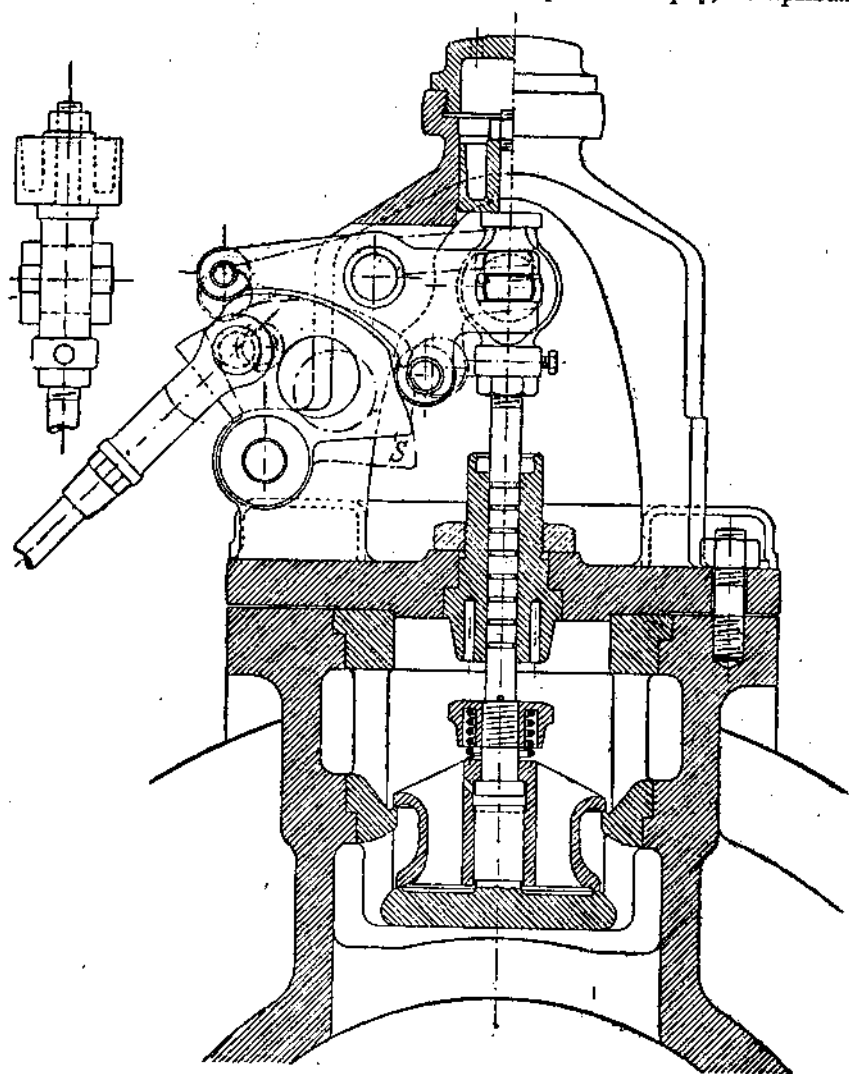
Относительно формы последнего необходимо иметь в виду, что часть его mt (см. фиг. 3, табл. 16) опять округлена по дуге круга, описанного вокруг центра t .



Фиг. 225.

здесь одновременно достигается весьма плавное направление криволинейного пути кулака, допускающего всякий желаемый закон ускорения массы клапана и тяг. Число шарниров здесь больше, нежели в предыдущей передаче.

Наконец, на фиг. 227 изображен кулак кинематически заменной передачи к клапанам системы проф. Дэрфеля. Кулак *S*, приводимый в колебание эксцентриковой тягой, здесь имеет два криволинейных рабочих контура, и соответственно с этим клапанный рычаг снабжен двумя роликами. При колебании кулака вправо правый криволинейный контур нажимает свой ролик вверх, открывая клапан.



Фиг. 227. Передача движения клапану Зундлингского железнодорожного завода.

При обратном движении кулака левый его контур вместе с левым роликом сообщает клапану движение вниз. Здесь совершенно отсутствует клапанная пружина, которая в других парораспределениях производит замыкание клапана и не только образует противодействие регулятору, но увеличивает движущиеся массы и давление ролика. Для того, чтобы перемена давления у обоих роликов происходила в момент перемены направления движения, а следовательно, при наименьшей скорости, правый рабочий контур кулака не дает своему ролику останавливаться неподвижно на наружном контуре кулака, не допуская, таким образом, неподвижного состояния клапана и наивысшем его положении. Левый криволинейный рабочий контур кулака, наоборот, приводит клапан в состояние закрытия еще до поступления левого ролика.

на наружный контур, с целью надежного закрытия клапана и предупреждения поломки при попадании какого-нибудь твердого тела между седельными поверхностями. В течение остальной части хода стержень несколько перемещается вниз без клапана, причем закрывание клапана производится небольшой пружиной. Левый рабочий контур должен представлять собой точную обертывающую кривую различных положений ее ролика. Заедание клапанных стержней, подобное происходящему при замыкании цепи силой в течение периода пуска в ход машины после продолжительного ее бездействия, при кинематическом замыкании цепи совершенно исключено.

Преимуществам этой передачи противостоит недостаток, состоящий, помимо сложности устройства, в большем числе шарниров и увеличении движущихся масс.

в. Принудительные спускные клапанные парораспределения с переменным наполнением.

§ 103. Подразделение, применение, преимущества и недостатки. Требуемое вообще для одноцилиндровых, а также и для стороны высокого давления многоцилиндровых машин действие регулятора на выпуск пара при принудительных парораспределениях достигается двойным способом. Сообразно с этим различают два главных типа этих парораспределений, а именно:

1. принудительные клапаны парораспределения с заклиненными эксцентриками и перемещаемыми помощью регулятора передаточными частями, и

2. принудительные клапанные парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами. В парораспределениях первого типа при увеличении или уменьшении наполнения регулятор изменяет взаимное положение тех частей, которые передают клапану движение неподвижно заклиненного на валу эксцентрика. В парораспределениях второго типа регулятор перемещает или поворачивает распределительный эксцентрик, как это происходит у соответствующих золотниковых парораспределений (§ 74). Передача при помощи кулачных шайб при принудительных парораспределениях с переменным наполнением применяется весьма редко и поэтому здесь рассматриваться не будет.

То обстоятельство, что в рассматриваемых парораспределениях клапаны опускаются и садятся со скоростью, точно определяемой размерами передаточного механизма, влечет за собой не только лучшее сбережение и большую плотность седельных поверхностей, но также обуславливает собой и допущение при принудительных парораспределениях более значительных чисел оборотов, нежели при расцепных. Это, главным образом, относится к принудительным парораспределениям с качающимися кулаками и переставными эксцентриками, при которых число оборотов бывает 170 и более.

К дальнейшим преимуществам принудительных парораспределений против расцепных относятся еще несложность обслуживания, малая чувствительность и равномерный холостой ход. Последнее обстоятельство имеет значение, главным образом, при параллельном соединении динамомашин.

К недостаткам принудительных клапанных парораспределений прежних устройств относятся бесполезно высокие подъемы клапанов, имеющие место при больших наполнениях и особенно вредно влияющие при крупных машинах. Новейшие устройства рассматриваемых парораспределений обнаруживают в этом отношении более благоприятные условия. Затем в большинстве принудительных клапанных парораспределений закрывание клапанов происходит не так резко, так что противодействие на регулятор в них обыкновенно бывает сильнее, нежели при расцепных парораспределениях. Впрочем, более затруднительное действие регулятора на принудительные парораспределения может быть отчасти уравновешено путем выбора соответственно более сильного регулятора.

Вообще из принудительных клапанных парораспределений в настоящее время находят себе применение парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами.

§ 104. Принудительные клапанные парораспределения с переставляемыми передаточными частями. Для рассмотрения различных устройств парораспределений этого типа рассмотрим те условия, которым должны удовлетворять этого

рода парораспределения. От каждого принудительного клапанного парораспределения требуется:

1. Чтобы противодействие его на регулятор было по возможности мало и не вызывало никаких изменений положений муфты регулятора. На это требование, которое, собственно говоря, должно быть удовлетворено во всяком применимом парораспределении, здесь следует обращать особое внимание, так как сопротивления, встречаемые клапаном при своем движении и образующие собой рассматриваемое противодействие, довольно значительны и могут развить соответствующий вращающий момент на действующий от регулятора регулирующий валик. При парораспределении Ридера с круглым расширительным золотником подобный момент и противодействие на регулятор сами собой исключаются, так как сопротивления движению при прямом и обратном ходе золотника здесь совпадают с осью золотникового штока.

Противодействующая сила в рассматриваемых клапанах парораспределения принимает наибольшее свое значение при положении ОУ, главного кривошипа, т. е. в момент начала открытия клапана, когда наружный парораспределительный механизм должен преодолеть не только натяжение пружины, трение сальника и давление масс, но также и давление пара на закрытый клапан, и потребная для этого сила стремится переставить регулятор. Поэтому при этом положении главного кривошипа противодействие должно быть уничтожено при всяких обстоятельствах. Полное уничтожение происходит тогда, когда опережение выпуска остается постоянным, т. е. когда начало его постоянно происходит при одинаковом положении главного кривошипа, так как в этом случае перестановка регулятора при этом положении главного кривошипа не вызывает никакого движения клапана, а следовательно, действующие на клапан силы не могут развивать никакого вращающего момента на регулирующий вал, как это будет указано ниже при отдельных парораспределениях. Но небольшие отклонения от полного уничтожения противодействия при упомянутом положении главного кривошипа вполне допустимы, так как трение в переставляемых шарнирах распределительного механизма и регулятора большей частью противодействует этому обратному действию.

При открытом клапане, когда последний приблизительно вполне разгружен от давления пара, эта противодействующая сила, правда, получается несколько меньше, но тем не менее необходимо принять меры к ограничению противодействия и в течение этого периода времени. Это ограничение для натяжения пружины должно производиться путем полного уничтожения противодействия в передаточном механизме: для трения сальников — путем применения шлифованных стержней, а для давления масс¹⁾ путем возможного уменьшения веса рассматриваемых частей.

При закрытом клапане противодействие на регулятор может быть вызвано только трением эксцентрика и в шарнирах внешнего распределительного механизма, если только это трение действует в соответствующем направлении и не уничтожается другими силами. В виду этого при некоторых парораспределениях выпускной клапан приводится в движение помощью стержня или пальца на выпускном эксцентрике, причем еще сберегается один эксцентрик.

Следует заметить, что при изменении наполнения регулятор должен преодолевать не только противодействие парораспределения, но также и трение в переставляемых шарнирах. Таким образом, в то время, как вследствие противодействия парораспределение действует с некоторой силой на регулятор, последний при изменении наполнения, наоборот, должен действовать с некоторой силой на парораспределение. Последняя сила бывает наименьшая в течение периода отсутствия противодействия.

2. Чтобы устранены были бесполезно большие и сильно меняющиеся подъемы клапанов. Отношение подъемов клапанов при наибольшем и нормальном наполнениях в различных устройствах рассматриваемых парораспределений бывает чрезвычайно различно: в некоторых оно превышает значение 3, а в иных оно составляет только 2. Бесполезно высокие подъемы клапанов при больших наполнениях обуславливают собой очень высокие клапаны и клапанные

¹ Сил инерции. *Прим. ред.*

коробки, которые вследствие этого бывают очень тяжелы, а при менее высоких клапанах обуславливают собой некоторое торможение пара при верхних положениях клапана. Кроме того они требуют сильных пружин; в противном же случае клапаны слишком жестко садятся на свои седла, и катящиеся рычаги работают с большим шумом. Сильные же пружины увеличивают собой противодействие на регулятор. Наконец, вследствие различных подъемов клапанов движение эксцентрика, при заклиненных эксцентриках происходящее одинаковым образом для всех наполнений, здесь при меньших наполнениях бывает использовано для открытия клапанов в незначительной только степени; большая же часть движения эксцентрика происходит бесполезно.

3. Чтобы выпуск пара, если он распределяется тем же эксцентром, что и впуск пара, не обнаруживал значительных отклонений при различных наполнениях, т. е. чтобы опережение выпуска и сжатие оставались по возможности одинаковыми для всех наполнений.

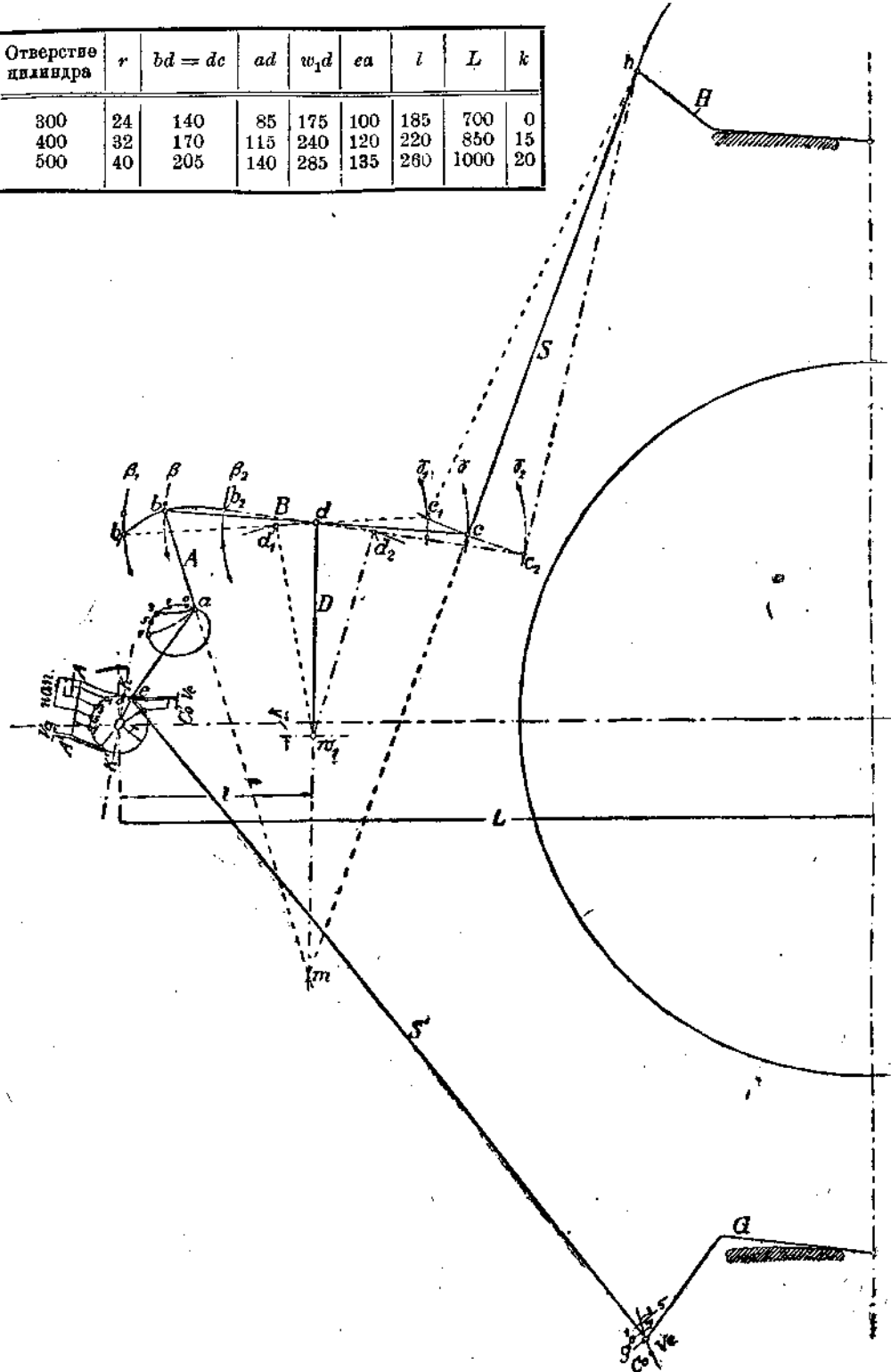
4. Чтобы парораспределительный механизм был по возможности прост и имел мало шарниров, так как зазоры в последних уменьшают точность его действия.

Указываемое некоторыми конструкторами преимущество, состоящее в отсутствии перемены давления в передаточных рабочих частях распределительного механизма, не имеет большого значения. Перемена давления в этих частях вообще не нарушает точности действия распределения. В течение поднятия и опускания клапана, когда точное действие распределения имеет весьма важное значение, передаточная часть при помощи клапанной пружины как раз нагружается постоянно в одинаковую сторону (растягивается или сжимается). Только в момент открытия и после закрытия клапана, когда сцепляющаяся с клапаным рычагом тяга при открытом клапане подвержена растяжению, может произойти перемена давления вследствие собственного веса тяг. Но оно не имеет никакого значения для работающего вхолостую распределительного органа при закрытом клапане. Если в этой тяге и при открытом клапане происходит сжатие, то никакая перемена давления вообще здесь не имеет места. При длинных тягах растягивающее натяжение выгодно в том отношении, что обуславливает собой меньшие размеры, а следовательно, и ограничивает действия масс.

§ 105. Парораспределение Виядмана. В одном из различных типов парораспределений с переставляемыми передаточными рабочими частями для изменения наполнения использован впервые предложенный Станеком принцип перекладной серьги (перекладного коромысла). При этом неизменное движение какой-нибудь точки, эксцентрикового хомутика при помощи серьги передается клапану в различных отношениях соответственно степени заполнения. Парораспределение инженером Виядмана в Мюнхене представляет собой наиболее известную и простейшую конструкцию всей этой группы парораспределительных устройств. Фиг. 1, табл. 10, изображает полное устройство этого парораспределения.

Точка a на хомуте выпускного эксцентрика, который на основании вышеприведенных соображений (стр. 208) здесь служит также и для распределения выпуска, постоянно совершает почти одинаковое, приблизительно, эллиптическое движение. Точка a при помощи тяги A соединена с концом b двуплечего рычага B , другой конец c которого зацепляет тягу S и подвешенный к ней катящийся рычаг H выпускного клапана. Точка вращения d рычага B расположена вверх вертикального рычага D , переставляемого регулятором на соответствующее данной нагрузке машины наполнение. В зависимости от положения рычага D большая или меньшая часть движения точки a употребляется для движения клапана, обуславливая при этом различные наполнения, как это видно из изображенной на фиг. 228 схемы парораспределения. Она построена для положения OV , при начале опережения впуска, и переставляемые части парораспределения показаны в трех различных положениях; из них одно изображено сплошными линиями, другое — штриховыми, а третье — штрихово-пунктирными. Описанный радиусом r круг эксцентрикового кривошипа может также служить для главного кривошипа, если положения поршня будут отнесены к прямой KK' (или параллельной ей AA'), с которой эксцентриковый кривошип совпадает при мертвых положениях поршня. Затем точки $0, 1, 3, 5, 7...$

Отверстие цилиндра	r	$bd = dc$	ad	$w_1 d$	ea	l	L	k
300	24	140	85	175	100	185	700	0
400	32	170	115	240	120	220	850	15
500	40	205	140	285	135	260	1000	20



Фиг. 228. Схема парораспределения Виндмана табл. 10.

на этом круге дают положения эксцентрикового кривошипа для пути поршня в 0, 10, 30, 50 и 70% всего хода поршня, считая от мертвого положения со стороны крышки. Соответствующие точки эллипсовидного пути точки a могут быть получены при помощи шаблона или путем повторного нанесения треугольника eag . Центр левой цапфы b при показанных положениях рычага B качается по дугам β , β_1 и β_2 , описанным плечом рычага bd из соответствующих положений d , d_1 и d_2 его точки вращения. Дуги γ , γ_1 и γ_2 означают соответственные дуги для центра правой цапфы c . На всех этих дугах показаны наивысшие и наинизшие положения, занимаемые соответственной цапфой при данном положении рычага B .

Необходимо иметь в виду, что клапанный рычаг H занимает показанное на фигуре положение как в начале опережения впуска, так и в конце наполнения, так как в одном случае клапан открывается, а в другом закрывается. Таким образом, при изображенном сплошными линиями положении тяги S и рычага B левая цапфа последнего должна находиться в b не только при положении главного кривошипа OV , но также и при положении OE_x . Соответствующее OV положение тяги A показано на чертеже. Для определения положения этой тяги, соответствующего положению кривошипа OE_x , из точки b , как из центра, радиусом, равным длине тяги A , описывают круг через a . Он пересекает кривую a в точке z , т. е. при изображенном сплошными линиями положении рычага B парораспределение дает наполнение в 30%. Поступая таким же образом для обоих других положений B и описывая из точек b_2 и b_1 через a круги, находим пересечение их с кривой a в точках O и 7 . Таким образом, при изображенном штрихово-пунктирной линией положении рычага B наполнение составляет 0, а при положении, изображенном штриховой линией, оно составляет 70%.

Относительно указанных в § 104 условий необходимо заметить, что если h изображает положение верхней цапфы тяги при начале и конце открытия клапана, то опережение впуска всегда будет начинаться при одинаковом положении главного кривошипа, при котором не будет происходить никакого обратного действия парораспределения на регулятор, если точка c при перестановке регулятора перемещается в указанное положение по описанной вокруг h дуге круга, так как при подобных условиях это движение остается без влияния на клапан и его рычаг. Но точка c не перемещается точно по подобной дуге круга. Построивши путь точки c соответственно тому обстоятельству, что точка b при упомянутой перестановке должна перемещаться по описанной вокруг a дуге круга, получаем кривую, с большим приближением, но, однако, не вполне точно совпадающую с описанной вокруг h дугой круга. Что противодействие парораспределения при положении главного кривошипа OV для изображенного сплошными линиями на фиг. 228 положения рычага B составляет нуль, вытекает, например, из того, что действующие на этот рычаг по направлению тяг S и A силы парораспределительного механизма пересекаются в точке m , лежащей на соответствующей линии центров рычага D . Следовательно, вращающий момент этих сил на регуляторный вал при этом положении равен нулю. Для большей части других положений рычага B эти условия как при начале опережения впуска, так и в течение открытия клапана не вполне точно выполнены. Но эти отклонения настолько малы, что в виду противодействующего трения в шарнирах обратное давление парораспределительного механизма не может развивать никакого действия на регулятор.

К недостаткам рассматриваемого парораспределения могут быть отнесены бесполезно высокие подъемы клапанов при больших наполнениях. Для показанных на табл. 10 соотношений, например, подъемы при 70 и 25% наполнения относятся между собой приблизительно как 33 : 10 мм.

Из условий, приведенных на стр. 209, условие 3, наполняется само собой. Парораспределение достаточно просто, и число шарниров составляет 7. Тяга S впускного клапана при открытом клапане подвергается растяжению, а тяга S' выпускного клапана в течение открывания и закрывания подвергается сжатию.

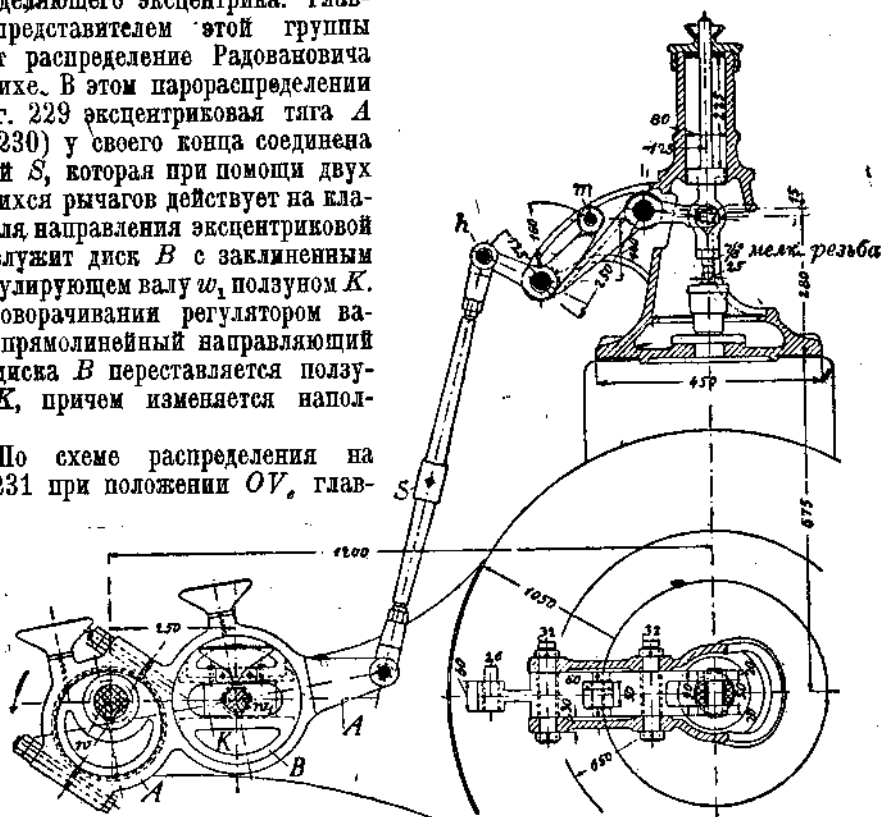
Опережение открытия бывает различно для отдельных наполнений; нулевое наполнение возможно. Одинаковые нормальные наполнения по обеим сторонам поршня достигаются путем различного заклинивания рычага D по обе стороны цилиндра, а именно: для достижения одинакового наполнения этот рычаг со стороны кривошипа

верхней своей частью должен дальше отстоять от цилиндра, нежели со стороны крышки. Для изменения сжатия (при выпуске в атмосферу и при конденсации) могут быть перевернуты подушки катящихся рычагов, имеющих по обе стороны различные выпуклости.

Фигуры на табл. 10 изображают детали парораспределения. Таблица (стр. 210) дает главные размеры парораспределения.

§ 106. Парораспределение Радовановича. Во второй группе рассматриваемых парораспределений, или так называемых распределений с направляющей серьгой, регулятор для изменения наполнения переставляет направляющую распределяющего эксцентрика. Главным представителем этой группы служит распределение Радовановича в Цюрихе. В этом парораспределении по фиг. 229 эксцентриковая тяга A (фиг. (230) у своего конца соединена с тягой S , которая при помощи двух катящихся рычагов действует на клапан. Для направления эксцентриковой тяги служит диск B с заклиненным на регулирующем валу w ползуном K . При поворачивании регулятором вала w прямолинейный направляющий путь диска B переставляется ползуном K , причем изменяется наполнение.

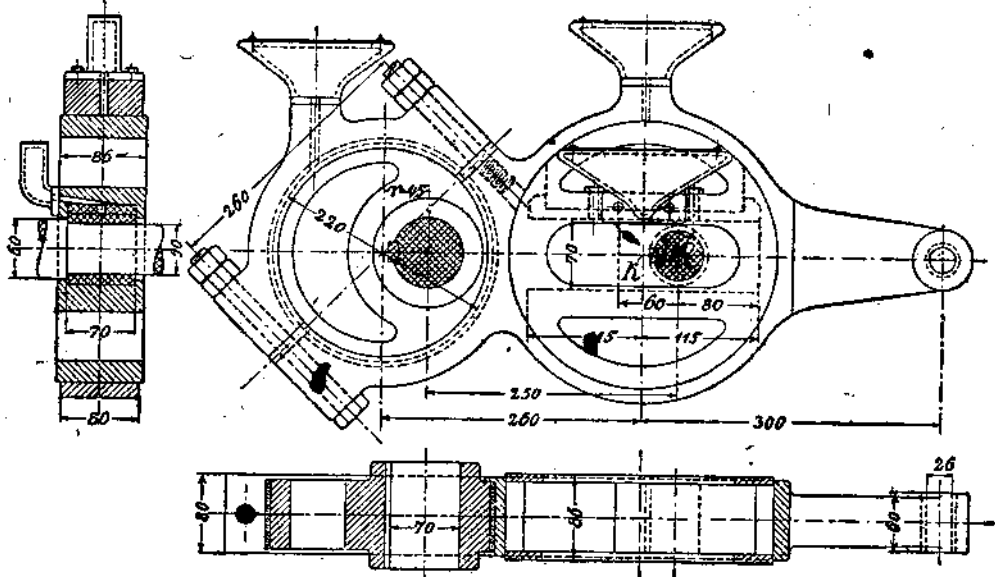
По схеме распределения на фиг. 231 при положении OV , глав-



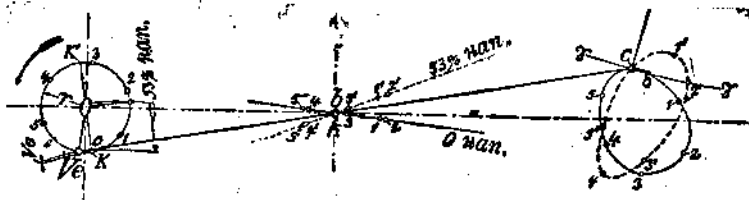
Фиг. 229.

ного кривошипа центры b и k диска и ползуна совпадают между собой. Таким образом опережение впуска остается постоянным для всех наполнений и постоянно начинается при одинаковом положении главного кривошипа. Затем на схеме приведены два различных направления пути точки b , из коих одно соответствует наполнению 0, а другое — наполнению в 53%. Для этой цели необходимо только построить относящиеся к этим направляющим путям кривые путей точки c , как они нанесены на схеме. Для получения этих кривых из точек $O, 1, 2, 3 \dots$ разделенного на 6 частей круга эксцентрика и главного кривошипа радиусом bV , делают засечки на обоих путях; соответственные центры эксцентрика и диска соединяют помощью прямых линий, на продолжении которых откладывают расстояние bc . Если из точки h (фиг. 229), в которой располагается верхний конец тяги S при положении OV главного кривошипа, как из центра, провести через c круг $\gamma\gamma$, то он вторично пересекает всякую кривую пути этой точки в том месте, где превращаются открытие клапана и наполнение. При изображенной на чертеже сплошной кривой c точка пересечения совпадает с O , а следовательно, получается наполнение 0, а при штриховой кривой c , наоборот, точка пересечения располагается между $1'$ и $2'$, и относящаяся сюда точка круга главного кривошипа соответствует наполнению в 53%.

Отверстие цилиндра	r	Об	бс	Диам.		Диам.		Ползуны К		
				w	w ₁	эксцентр. диска	диска В	длина	ширина	высота
300 — 380	25	150	150 — 200	40	30	120	150	80	50	40
400 — 460	33	200	200 — 250	55	40	160	200	105	60	55
500 — 600	42	250	250 — 300	65	50	200	250	130	70	75



Фиг. 230.



Фиг. 231. Парораспределение Радовановича к горизонтальной машине
 $d = 0,65$ $D = 0,975$; $S = 1,2$ м и $n = 80$.

Противодействие парораспределения на регулятор при поднятии клапана здесь совершенно исключено, так как опережение впуска при всех наполнениях начинается при одинаковом положении главного кривошипа, и перемещение регулятора при этом положении не может вызвать смещения ползуна (центр которого тогда совпадает с центром диска) или других частей парораспределительного механизма. При других положениях главного кривошипа, наоборот, натяжение клапанной пружины в течение периода открывания клапана развивает противодействующий вращающий момент на валу регулятора. Но так как этому моменту противодействует момент трения диска В, то и для этой силы противодействие получается весьма незначительным, преимущественно при большом радиусе диска.

Отношение подъемов клапана при наибольшем и нормальном наполнении большей частью превышает 3; следовательно, распределительный механизм при больших наполнениях дает бесполезно большие поднятия клапана. С другой стороны, преимущество его заключается в большой простоте. Число шарниров при устройстве катящегося рычага составляет только 4.

Для достижения возможности дальнейших изменений в выпуске пара выпуск распределяется особым эксцентриком. Если же подобные изменения выпуска не

предвидятся, то стержень выпускного клапана присоединяется к хомуту эксцентрика впускного клапана. Соприженное с подобным устройством смещение выпуска при различных наполнениях бывает весьма незначительно.

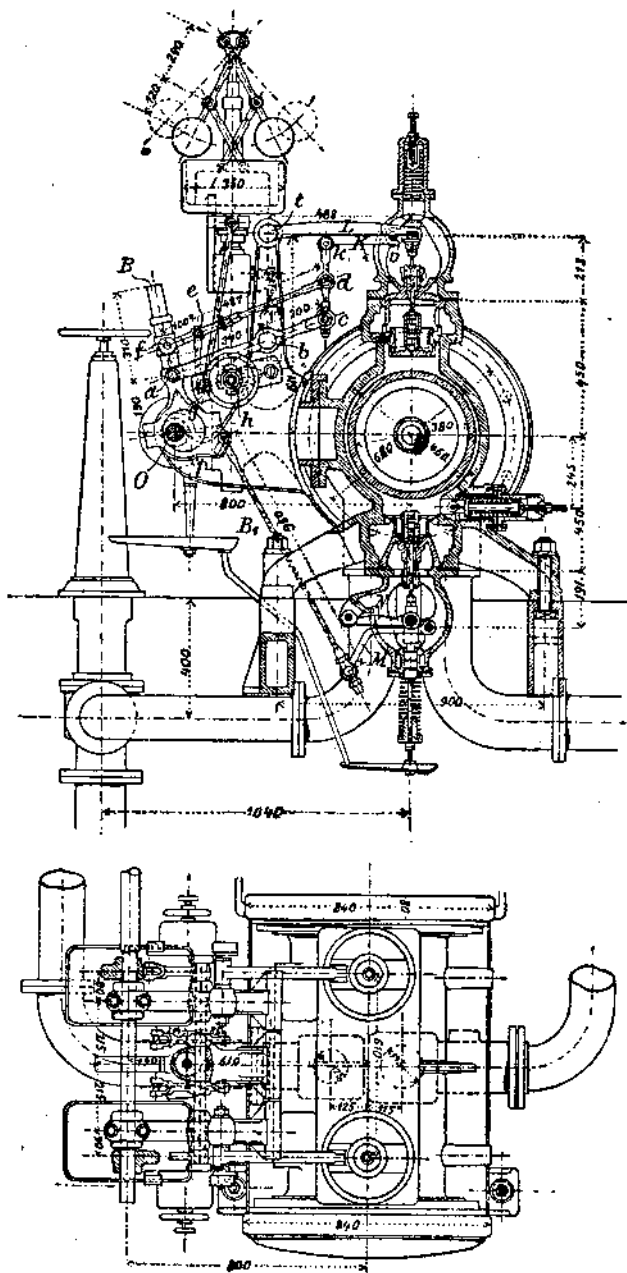
Уравнивание наполнений по обеим сторонам поршня при парораспределении Радовановича может быть достигнуто различной постановкой эксцентрика и ползуна по обеим сторонам поршня, если только наполнения вблизи нормальных не уравнены путем удлинения тяги S со стороны крышки, как это часто имеет место в других парораспределениях. Это парораспределение допускает абсолютное нулевое наполнение.

Перемены давления в тяге S не происходит, так как она в течение отерывания клапана подвергается сжатию. Ролик t (фиг. 229) ведущего коленчатого рычага служит для предупреждения скольжения рычага в конце пути его качания.

§ 107. Принудительное парораспределение Кольмана. В третьей группе принудительных клапанных парораспределений с переставляемыми передаточными рабочими частями применяются два движения эксцентрика. К этой группе принадлежит распределение инженера Кольмана в Вене, результаты применения которого в свое время значительно содействовали разработке этих распределений.

От не вполне вертикально расположенной эксцентриковой тяги B этого парораспределения (фиг. 232) заимствуются два движения, которые затем совместно применяются для движения клапана. Одно из этих движений происходит при помощи вращающегося вокруг b поворотного рычага abc , одним своим концом сцепляющегося с эксцентриковой тягой, а другим — с нижним плечом коленчатого рычага cdk . Это движение происходит постоянно одинаково, так как a и c неизменно качаются вверх и вниз вокруг b . Второе движение за-

имствуется от эксцентриковой тяги B у верхней ее части помощью втулочного, снабженного цапфами f , ползуна. Соединенная с этим ползуном тяга fed качается вокруг e и в точке d сочленяется с вышеупомянутым коленчатым рычагом. Движение точки d зависит от положения ползуна на эксцентриковой тяге. Регулятор переставляет этот ползун



Фиг. 232. Принудительное парораспределение Кольмана Герлицкого машиностроительного и литейного завода в Герлице.

помощью рычага gh и сочлененной в e тяги eg от регуляторного вала. Обусловливаемое этим изменение наполнения получается из схемы распределения на фиг. 233.

Эта схема опять изображает распределительный механизм при положении OV главного кривошипа. При проходе эксцентриковым кривошипом круга радиусом r точки a и c качаются вокруг их точки вращения b . Описанные из точек 1, 3, 5... этого круга радиусом aV , дуги пересекают описанный из центра b радиусом ba круг в соответствующих положениях точки a . По этим последним могут быть получены различные положения точки c . Прямые линии, соединяющие соответствующие положения центра эксцентрика с точкой a , изображают различные положения эксцентриковой тяги B в течение одного оборота. На этих положениях находится конец f тяги fed . Другой конец последней d движется по дуге круга, описанного радиусом, равным длине cd нижнего плеча коленчатого рычага, из соответствующего положения c . Наконец, точка e постоянно лежит на дуге круга, описанного из положения точки g регуляторного рычага gh в данный момент. На схеме этот рычаг показан для трех различных положений регулятора. Для получения соответствующих им кривых точки d тяга fed при различных положениях эксцентрикового кривошипа постоянно должна быть расположена так, чтобы точка f нахо-

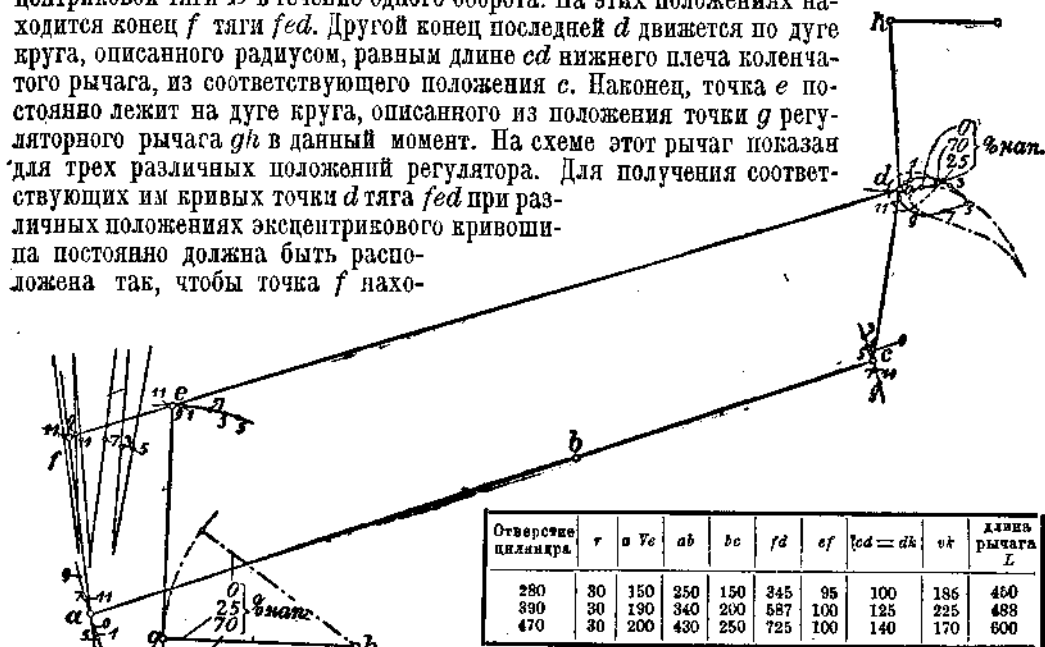


Схема принудительного перораспределения Кольмана

дилась на положении эксцентриковой тяги в данный момент, а точки e и d находились на соответствующих дугах кругов вокруг g и c . Таким путем получены три показанных на чертеже кривых точки d .

Если затем принять во внимание, что точка k в начале опережения впуска и в конце наполнения занимает одинаковое положение, то описанный через d из центра k круг должен пересекать каждую из указанных трех кривых в какой-либо второй точке, соответствующей положению точки d в конце рассматриваемого наполнения. Как видно из схемы, для изображенной сплошной линией кривой это имеет место для точки, лежащей между 1 и 3. Угол, на который в этом случае

главный кривошип повернулся из своего мертвого положения OK , соответствует наполнению в 25%. Для обеих других кривых d подобным же путем получают наполнения в 0 и 70%. Опережение впуска в рассматриваемом перораспределении не для всех наполнений происходит при одинаковом положении кривошипа; при постоянном опережении эксцентриковая тяга должна быть не прямая, а несколько изогнутая по дуге круга, описанной радиусом, равным длине тяги fed , из положения точки d при начале опережения впуска. Но в видах упрощения устройства эксцентриковой тяги подобное изгибание не производится. Поэтому противодействие распределительного механизма на регулятор при положении OV главного кривошипа не вполне уничтожается. Но оно может быть только весьма незначительно, так как коленчатый рычаг kdc при этом положении главного кривошипа для всех наполнений принимает приблизительно растянутое положение, как это показывают кривые точки d . При открытом клапане эти условия не имеют места, а следовательно, сильнее обнаруживается противодействие натяжения пружины, трение сальников и проч.

Преимущество принудительного парораспределения Кольмана состоит в устранении слишком больших подъемов клапанов при больших степенях выполнения; отношение подъема клапана при наибольшем и нормальном наполнениях здесь не превышает 2. Менее выгодно это парораспределение по отношению к его простоте и числу шарниров. Выпуск здесь также распределяется впускным эксцентриком (фиг. 232) без обнаружения какого-нибудь заметного изменения условий выпуска при отдельных наполнениях. Перемены давлений в шарнирах впускного распределительного механизма не происходит.

Таблица на стр. 215 дает главные размеры некоторых выполненных парораспределений Кольмана по обозначениям, указанным на фиг. 232 и 233.

§ 108. Принудительные клапанные парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами. Общее устройство этих парораспределений, принцип которых введен инженером Прэллем в Дрездене, показано на фиг. 1, табл. 13 и 15, для горизонтальных машин. Плоский регулятор сидит на распределительном валу между обоими впускными эксцентриками и при изменении наполнения переставляет эксцентриситет и угол опережения. Эксцентрикковые тяги действуют на впускные клапаны обыкновенно при помощи качающихся кулаков (§ 102). Парораспределение выгодно отличается большой простотой устройства, причем не действующая на поднятие клапана часть движения эксцентрика в этих парораспределениях, вследствие переменного эксцентриситета, бывает значительно меньше, нежели при принудительных парораспределениях с неподвижными эксцентриками и неизменным эксцентриситетом (см. стр. 209). К недостаткам этих парораспределений должно быть отнесено большей частью значительное противодействие на регулятор (см. § 131), а также часто весьма малое открытие клапана при небольших наполнениях вследствие незначительного эксцентриситета в этих случаях.

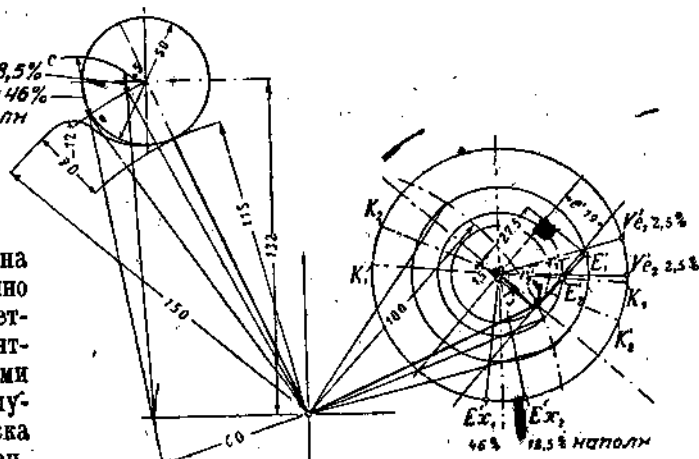
Геометрическое место центров золотниковых кругов—центровая или перестановочная кривая, по которой регулятор перемещает центр распределительного эксцентрика при изменении наполнения, здесь так же, как и при соответствующих однозолотниковых парораспределениях, представляет собой или прямую, или дугу круга. Стоящая в начале опережения впуска перпендикулярно к среднему направлению эксцентрикковой тяги и понижающаяся в прямую e (стр. 198) центровая кривая имеет то преимущество, что опережение впуска, при пренебрежении конечной длиной шатуна, остается постоянным, и противодействие на регулятор в этом положении совершенно исключено. Противодействие, поскольку оно череносится на регулятор эксцентрикковой тягой внешнего распределительного механизма, здесь имеет существенное значение при том положении главного кривошипа, при котором эксцентрикковая тяга располагается по направлению центровой кривой. При кругообразной центровой кривой опережение впуска при различных наполнениях не остается постоянным. Наоборот, при правильном выборе этой кривой открытия клапанов возрастают от наименьших до нормальных скорее, нежели при прямолинейной центровой кривой. Кроме того последняя вообще не допускает таких больших наполнений, как кругообразная кривая.

Прямолинейной центровой кривой обладает наиболее распространенное и наиболее знакомое из рассматриваемых распределений, а именно распределение Лентца. Фигуры на табл. 13 и 14 изображают общее расположение и главные части при горизонтальных машинах. Плоский регулятор (§ 136) с каждой стороны поршня зацепляет снабженный двумя взаимно перпендикулярными щеками впускной эксцентрик E (фиг. 1, табл. 13, и фиг. 2, табл. 14) помощью небольшого кулисного камня x в одной из щелей и при изменении наполнения перемещает его по ползуну y в широком вырезе. Кулисный камень (ползун) x расположен на стержне b , неподвижно сидящем в концевой шайбе трубчатой части B , поворачиваемой регулятором при отклонении его вращающихся частей. Ползун y заклинен на распределительном валу. Перестановочная или центровая кривая представляет собой прямую и на диаграмме впуска со стороны крышки (фиг. 4, табл. 14) обозначена через $E_1E_2E_3$. Она принимает показанное положение тогда, когда поршень находится на 3% хода от своего мертвого положения со стороны крышки, причем она тогда направлена не вполне перпендикулярно к среднему направлению эксцентрикковой тяги; следовательно, опережение впуска всегда начинается при том же положении

главного кривошипа и приблизительно остается постоянным. Описанные эксцентриситетами r_1, r_2, r_3 (фиг. 4, табл. 14) круги пересекают описанную вокруг точки с (фиг. 1, табл. 13) при начале подъема клапана радиусом, равным длине эксцентриксовой тяги, дугу e , образующую приблизительно прямую линию, в положениях OV_1, OV_2 и OE_{x1}, OE_{x2} эксцентриксового кривошипа в начале опережения впуска и соответственно в конце наполнения. Положения $K_1K_1', K_2K_2', K_3K_3'$, занимаемые эксцентриксовым кривошипом при мертвых положениях принятого радиусом в 25 мм главного кривошипа, определяются по заимствуемому из фиг. 5, табл. 14, углу ω_1 , соответствующему опережению в 3%, путем отложения его на положениях OV_{x1}, OV_{x2} и соответственно OV_{x3} . Отнесенное к K_1K_1', K_2K_2' наполнение при наибольшем эксцентриситете r_1 определяется в 50%, при эксцентриситете r_2 в 21%, между тем как при наименьшем эксцентриситете r_3 клапан вообще не подымается, т. е. получается абсолютное нулевое наполнение.

Диаграмма выпуска со стороны крышки изображена на фиг. 6, табл. 14. Прямая i пересекает круг эксцентрика в V_2 и C_0 . Положения, занимаемые выпускным эксцентриком при мертвых положениях K, K' главного кривошипа, получаются из фиг. 5 при помощи угла ω_2 .

На фиг. 234 и 235 показаны диаграммы для стороны кривошипа. Но здесь круги эксцентрика и главного кривошипа перенесены на качающийся кулак, а именно так, что точки I и соответственно II сцепления эксцентриксовой тяги с последними при начале опережения впуска и соответственно выпуска и расширения и соответственно сжатия лежат на точке пересечения среднего направления эксцентриксовой тяги с



Фиг. 234. Впускной кулак и диаграмма впуска для стороны кривошипа распределения Лентца на табл. 13 и 14.

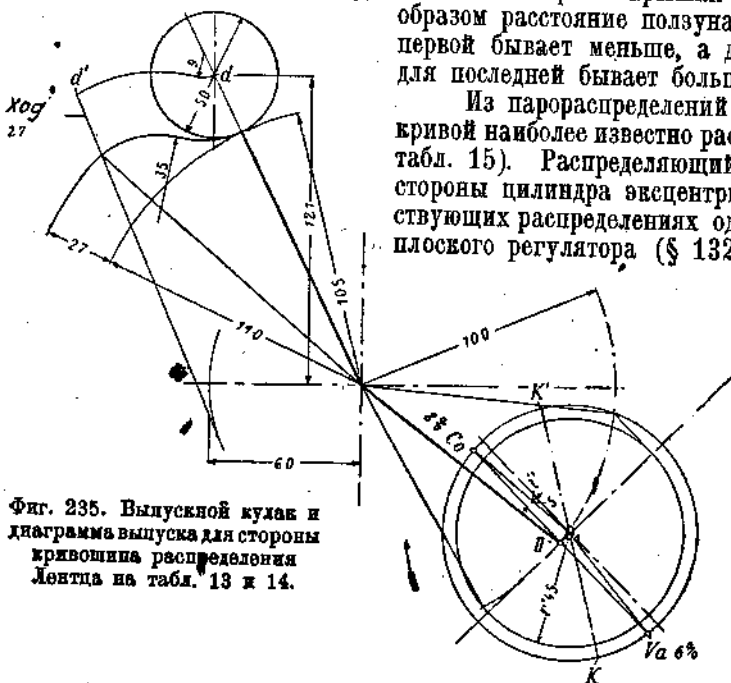
прямыми e' и соответственно i' или с соответствующими им дугами. При этом способе изображения легче проследить за подъемами клапана, происходящими при отдельных положениях эксцентриксовых кривошипов. Получаемые наполнения, а также опережение впуска и сжатие показаны на фигурах, приблизительно постоянное опережение выпуска при всех наполнениях со стороны кривошипа составляет 2,5%.

Устройство и расположение парораспределения Лентца у вертикальных машин изображено на фиг. 1, табл. 23, соответствующей конструкции завода бр. Меер в Гладбахе. Выпускные клапаны e, e' и выпускные a, a' цилиндра высокого давления здесь расположены вертикально друг над другом. Первые из них приводятся в движение кулачным диском s , состоящим из соединенных между собой двух качающихся пальцев и действующим на клапанные стержни при помощи роликов p . Диск s приводится в движение помощью тяги t переставляемого эксцентрика, соединенного вышеуказанным способом с плоским регулятором. Для выпускных клапанов подобным же образом служат диски s_1 с роликами p_1 и неподвижный эксцентрик с тягой t_1 . Перемена давления в распределительных тягах при этом устройстве неизбежна. Клапаны E, E' и A, A' цилиндра низкого давления управляются подобным же путем, только здесь оба эксцентрика закреплены на валу неподвижно. На фиг. 2, табл. 23, показаны детали клапанов в исполнении завода Ф. Сви́дурского в Лейпциге.

¹⁾ V_{x1} и E_{x2} совпадают с E_3 .

В машине на фиг. 1, табл. 23, свежий пар через запорный вентиль *V* сперва поступает в канал *I*, из которого он по направлению стрелок *1* и *1'* через клапаны *e* и *e'* поступает попеременно над и под поршнем цилиндра высокого давления. Отработавши здесь, он выходит из цилиндра по направлению стрелок *2* и *2'* через клапаны *a*, *a'* и поступает в сборник (ресивер) *II*, откуда он переходит в канал *III* цилиндра низкого давления. Впуск пара в этот цилиндр и выпуск из него производится тем же путем, как и в цилиндр высокого давления. Наконец из сборника *IV* по направлению стрелки *3* он поступает в конденсатор или атмосферу.

Для уравнивания наполнения по обеим сторонам поршня при распределении Лентца у горизонтальных машин центровая кривая со стороны кривошипа (фиг. 234) располагается ближе к валу, нежели со стороны крышки (фиг. 4, табл. 14). Таким образом расстояние ползуна *y* (фиг. 2, табл. 14) для первой бывает меньше, а длина эксцентриковой тяги для последней бывает больше.



Фиг. 235. Выпускной кулак и диаграмма выпуска для стороны кривошипа распределения Лентца на табл. 13 и 14.

Из парораспределений с дугообразной центровой кривой наиболее известно распределение Прэля (фиг. 1, табл. 15). Распределяющий впуск пара с каждой стороны цилиндра эксцентрик здесь, как и в соответствующих распределениях одним золотником, помощью плоского регулятора (§ 132) поворачивается на не-

подвижном эксцентрике, следовательно, центровая кривая образуется дугой круга, описываемого эксцентриситетом r поворотного (наружного) эксцентрика из центра неподвижного (внутреннего) эксцентрика.

В начале опережения впуска центровая кривая и здесь также приблизительно перпендикулярна к среднему направлению эксцентри-

ковой тяги, с целью возможного ограничения разницы в опережении впуска и противодействии на регулятор, которое в этот момент бывает наибольшим. В качестве внутренних эксцентриков служат два полых цилиндра *B*, снабженные по своим концам двумя эксцентрическими кольцами с эксцентриситетом r_0 и отлитые или свинченные с регуляторными дисками соответствующих сторон поршня. Охватывающая их втулка *C* наружного поворотного эксцентрика в последнее время, как показано на фиг. 2а, табл. 15, пригоняется к выточке на окружности эксцентрикового диска для возможного уменьшения диаметра эксцентрикового хомута и противодействующего вращающего момента распределительного механизма. Качающиеся кулаки выпускных клапанов здесь также приводятся в действие помощью неподвижных эксцентриков.

На диаграмме (фиг. 5, табл. 15) E_0 изображает центр неподвижного эксцентрика, E_1, E_2, E_3 — центровую кривую с равнодействующими эксцентриситетами r_1, r_2, r_3 . Центровая кривая принимает изображенное положение при соответствующих мертвых положениях главного кривошипа, принятого радиусом 25 мм, следовательно, проходящие через E_1, E_2, E_3 центровые линии $K_1K'_1, K_2K'_2, K_3K'_3$ образуют собой прямые, к которым должны быть отнесены пути поршня. Положения OV_1 и OV_2 для начала опережения впуска, а также OE_{21} и OE_{22} для конца наполнения, опять проходят через точки пересечения соответствующих окружностей с дугой *e* или соответственно с прямыми *e*. Соответственные соображения служат также и для диаграммы со стороны кривошипа (фиг. 6, табл. 15). Происходящие при приведенных эксцентриситетах наполнения и опережения впуска показаны на фигурах.

На табл. 16 изображены передачи к клапанам и внутреннее распределение Прэля в выполнении машино-строительного завода Гумбольдт в Кальке. Фигуры

табл. 17 изображают части такого же распределения, но с другим регулятором, конструкции Мюллера в Браквейде (Вестфалия).

Для сближения величины наполнения по обеим сторонам поршня при распределении Прэлла или эксцентриситеты, или дуги поворота наружных (поворотных) эксцентриков для обеих сторон поршня (со стороны крышки и со стороны кривошипа) делаются различными; эксцентриситеты же и углы опережения неподвижного (внутреннего) эксцентрика, взаимно смещенные на 180° , одинаковы для обеих сторон поршня. Для доставления приблизительно одинаковых наполнений для точек обеих центровых кривых, соответствующих одинаковым расхождениям регуляторных грузов, на фиг. 6, табл. 15 эксцентриситет r' со стороны кривошипа сделан меньше. На фиг. 7 и 6, табл. 17, наоборот поворотный эксцентрик для стороны кривошипа имеет угол уклонения (поворота) $\alpha' = 59^\circ 20'$, а со стороны крышки — только угол $\alpha = 44^\circ$. Получаемые отсюда наполнения и опережения впуска для соответствующих одинаковым расхождениям регуляторных грузов положений $E_1, 1, 2, 3, 4$, и $E'_1, 1', 2', 3', 4'$ также указаны на фигурах.

Мюллер в Ганновере при своем распределении применяет для впуска с каждой стороны цилиндра по одному только эксцентрию. По фиг. 3, табл. 18, эксцентрик помощью двух параллельных серег d подвешен к заклиненной на валу части C , и его центр помощью регулятора переставляется по центровой кривой в виде дуги круга радиусом, равным длине серьги. При этом трение эксцентрикового хомута не влияет на регулятор, так как вращающийся момент постоянно поглощается обеими серьгами.

Принудительное клапанное парораспределение проф. Дэрфеля (с кинематическим замыканием цепи) снабжается поворотным эксцентриком. Регулятор (§ 132), как показано на фиг. 2, табл. 9, сидит не между эксцентриками обеих сторон поршня, а снаружи их со стороны кривошипа. Маятники его при расхождении поворачивают трубу B , охватывающую распределительный вал почти по всей длине цилиндра и возле каждого эксцентрика снабженную зацепным пальцем k . Последний при помощи полос z действует на поворотный эксцентрик E . Из неподвижных внутренних эксцентриков один устроен в виде эксцентриковой трубы E_0 , вращающейся вместе с регулятором, между тем как другой (со стороны крышки) заклинен на распределительном валу. Выпускные эксцентрики E захватываются двумя зажимными винтами s на впускных эксцентриках. Путем подобного устройства одновременно с изменением наполнения происходит также и изменение сжатия. Одностороннее расположение регулятора со стороны кривошипа, по сравнению с обычным его расположением между эксцентриками, имеет за собой то преимущество, что устраняет надобность в соединении вращающихся грузов регулятора с поворотными трубками эксцентриков по обеим сторонам, которое легко может повести к ущемлениям и заеданиям. При устройстве по системе Дэрфеля для этого соединения требуются только подвесные тяги по одной стороне.

При проектировании рассматриваемых распределений необходимо прежде всего определить размеры качающихся кулаков. Если a означает отнесенное к среднему направлению эксцентриковой тяги отклонение, необходимое для подъема клапана при наибольшем наполнении, то для определения наибольшего (равнодействующего) эксцентриситета $r_{\max} = a + e$ и величины e поступают так же, как и при соответствующих парораспределениях одним золотником (см. стр. 150). Наименьший (равнодействующий) эксцентриситет $r_{\min}$ для достижения абсолютного нулевого наполнения делается меньшим или равным e и большей частью располагается приблизительно в среднем положении эксцентриковой тяги. При прямолинейной центровой кривой положение ее дается. При дугобразной центровой кривой эксцентриситет r_0 неподвижного эксцентрика и эксцентриситет r поворотного эксцентрика могут быть выбраны по данным, приведенным на стр. 150. При этом необходимо проверить, не превышает ли угол, образуемый эксцентриковой тягой с примыкающим плечом качающегося кулака или соответственно с круговой серьгой в крайних ее положениях, приведенных на стр. 199, предельных значений; затем необходимо проверить, может ли требуемое перемещение или соответственно поворачивание распределительного эксцентрика производиться регулятором, и, наконец, получают ли удовлетворительные подъемы клапанов и условия торможения при различных наполнениях.

§ 109. Пример выполненного принудительного клапанного распределения с плоским регулятором и качающимися кулаками. Показанное на таблицах 13 и 14 распределение Лентца принадлежит цилиндру высокого давления компаунд-машинны $d = 0,56$, $D = 0,95$, $s = 0,9$ м и $n = 140$. Требуемая площадь сечения прохода впускного канала при $O = 2413$ см² (при поршневом потоке толщиной 80 мм), $c_m = 4,2$ и $w = 30$ м/сек рассчитывается по уравнению (56) (стр. 112) и составляет

$$f = \frac{2413 \cdot 4,2}{30} = 337,8 \text{ см}^2.$$

Принимая площадь сечения прохода для выпускного клапана в 1,2 раза больше исчисленного, т. е.

$$f_0 = 1,2 \cdot 337,8 = 405,4 \text{ см}^2,$$

находим, что диаметр прохода при сужении в 20% соответственно

$$d_a^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{405,4}{0,8} \cong 507 \text{ см}^2$$

составит $d_a = 25,5$ см.

Диаметр впускного клапана делается такого же размера, как и выпускного, с целью ограничения хода клапана. Таким образом впускные клапаны по уравнению (81), (стр. 187), дают требуемое поперечное сечение прохода при подъеме

$$h_n = \frac{337,8}{2 \cdot 25,5\pi} \cong 2,1 \text{ см} = 21 \text{ мм}.$$

Ему, согласно показанным на фиг. 1, табл. 14, размерам качающегося кулака, соответствует уклонение зацепляющего конца эксцентриковой тяги, отнесенное к среднему направлению этой тяги, $a = 14$ мм.

Затем для задней стороны поршня выбраны опережения впуска в 3% и наибольшее наполнение в 50%. Соответствующие положения главного кривошипа OV_1 и OE_{21} нанесены на фиг. 5, табл. 14, с принятием в расчет конечной длины шатуна. OD представляет собой биссектрису угла V_1OE_{21} . Для определения наибольшего эксцентриситета, удовлетворяющего условию $r_1 = a + e$, на положении главного кривошипа V_1O отложено вышенайденное уклонение a в $1/2$ натуральной величины, и в точке m восстановлен перпендикуляр к упомянутому положению главного кривошипа, а через точку p его пересечения с V_1D проведена параллельная к OD . Она пересекает прямую V_1O в точке q , и получается

$$r_1 = V_1q = 37 \text{ мм}; e = mq = 23 \text{ мм}.$$

По этим данным может быть начерчена диаграмма на фиг. 4, табл. 14, где прямолинейная центровая кривая $E_1E_2E_3$ приблизительно расположена по прямой e при начале опережения впуска, а наименьший эксцентриситет $r_3 = OE_3$ сделан несколько меньше e . При помощи нанесенных под углом опережений ω_1 из фиг. 5, табл. 14, линии путей поршня K_1K_1' , K_2K_2' и т. д. по фиг. 1, табл. 14, могут быть определены степени наполнения при различных эксцентриситетах, а также могут быть отложены относящиеся к ним наибольшие уклонения верхнего конца эксцентриковой тяги и подъемы клапанов. Так, например, при половинном расхождении регулятора для $OE_2 = r_2$ и линии пути поршня K_2K_2' получается наполнение в 21% и подъем клапана в 6 мм.

На передней стороне поршня центровая кривая для выравнивания наполнения по обеим сторонам поршня расположена ближе к середине соответственно $e' = 19$ мм (фиг. 234, стр. 217). Тогда наибольшее наполнение здесь составляет 46%, наибольший подъем клапана 23 мм, наполнение при половинном расхождении регулятора 18,5% и соответствующий подъем клапана 7 мм.

Для выпускных клапанов потребный для получения вышеисчисленного поперечного сечения f_0 подъем клапана составляет

$$h_n = \frac{405,4}{2 \cdot 25,5\pi} = 2,53 \text{ см}.$$

По выполнению наибольший подъем клапана со стороны крышки составляет 26,5 мм. Соответствующее ему наибольшее уклонение зацепляющего конца эксцентриковой тяги по фиг. 3, табл. 14, составляет $\alpha = 46\%$. При опережении выпуска в 6 мм и сжатии вместе с опережением выпуска в $5 + 3 = 8$ мм по фиг. 5, табл. 14, тем же способом, каким выше определена величина r , определяется эксцентриситет выпускного эксцентрика

$$r = 45 \text{ мм, следовательно, } i = r - \alpha = -1 \text{ мм.}$$

Диаграмма выпуска этого распределения изображена на фиг. 6, табл. 14. Размеры выпуска со стороны кривошипа показаны на фиг. 235 (стр. 218).

с. Расцепные выпускные клапанные парораспределения с переменным наполнением.

§ 110. Подразделение, применение, преимущества и недостатки. В противоположность принудительным клапанным парораспределениям, клапаны расцепных парораспределений после расцепления клапанных стержней и тяг от наружного распределительного механизма, движутся совершенно независимо от скорости последнего; они свободно падают на свои седла под влиянием собственного веса и натяжения клапанных пружин, причем скорость посадки регулируется при помощи буфера. В зависимости от устройства защелки, захватывающей клапанные рычаги незадолго до начала опережения выпуска и освобождающей их в момент расцепления, различают:

1. распределение со свободно падающими защелками, при которых последние не имеют никакого собственного движения;

2. распределение с принудительно перемещаемыми защелками, в которых защелки совершают собственное принудительное движение.

Преимущества расцепных парораспределений состоят в быстрой замыкании свободно падающего клапана, чем устраняется происходящее в течение этого периода при большинстве принудительных парораспределений торможение пара, затем в легком действии регулятора, встречающего сравнительно небольшое сопротивление со стороны переставляемых частей расцепного распределительного механизма. Подъем клапана большей частью остается ниже удвоенного нормального подъема. К недостаткам расцепных парораспределений относятся главным образом необходимость чувствительных буферов и катарактов, требующих тщательного обслуживания и установок и своими неисправностями обуславливающих собой жесткую посадку (удар) клапанов, а также не вполне безупречное действие распределений при небольших наполнениях и холостом ходе, где защелки сцепляются слишком слабо, и вследствие этого происходит неточное регулирование. Для уменьшения последнего недостатка, в противоположность принудительным парораспределениям (см. стр. 207) обнаруживаемого главным образом при параллельном соединении динамомашии, у расцепных парораспределений в настоящее время часто применяются клапаны с перекрышей (см. стр. 182). При этом расцепляемые части (защелки, пальцы) даже при небольших наполнениях и при холостом ходе не работают исключительно своими краями.

Необходимо заметить, что закрывание клапана и конец наполнения в рассматриваемых парораспределениях не совпадают с расцеплением, а происходят позже. Это опоздание не всегда одинаково и обуславливается сопротивлением трения клапанных рычагов, рабочим состоянием машины, установкой буфера и другими обстоятельствами. Приблизительные значения путей, описываемых поршнем в течение периода закрывания клапана, приведены выше на стр. 192.

§ 111. Расцепное парораспределение Кольмана. Из расцепных парораспределений со свободно падающими защелками наибольшей известностью пользуется расцепное парораспределение Кольмана, которое, в отличие от описанного на стр. 214 его прежнего принудительного распределения, носит название нового распределения Кольмана. В этом распределении эксцентриковая тяга как показано на фиг. 1 и 2, табл. 11, на верхнем своем конце с, качающемся вокруг точки вращения b клапанного рычага помощью плеча C , сочленена с защелкой K , называемой активной

зацепкой. При наивысшем положении с эта зацепка перемещается выше служащего пассивной зацепкой плеча B клапанного рычага, а при нисходящем движении с она зацепляет это плечо, увлекая его книзу. Этим открывается впускной клапан. Но как только нижняя часть зацепки ударится об устанавливаемую регулятором на регулирующем валу w_1 расцепку A , активная зацепка смещается с пассивной, и происходит расцепление. Тогда клапан, побуждаемый клапанной пружиной и собственным весом, падает вниз, причем нижеописанный масляный буфер производит мягкую посадку клапана на седло.

Горизонтально расположенный на распределительном валу регулятор (фиг. 1, табл. 11) при помощи муфты M , кольца R и тяги T действует на рычаг H регулирующего вала w_1 . В зависимости от установки этого вала и расцепки A происходит более раннее или более позднее расцепление и закрытие клапана. Тяга T наклонена к распределительному валу под углом 45 до 60° и соединена с рычагом H помощью шарнира Гука.

Защелкивание активной зацепки K производится пружиной f_1 (фиг. 2, табл. 11), между тем как пружина f_2 предупреждает слишком далекое и шумное защелкивание. Обе зацепки при защелкивании скользят друг по другу только на пути 2 мм. Цинковые прокладки m служат для последующего вырегулирования положения расцепки A .

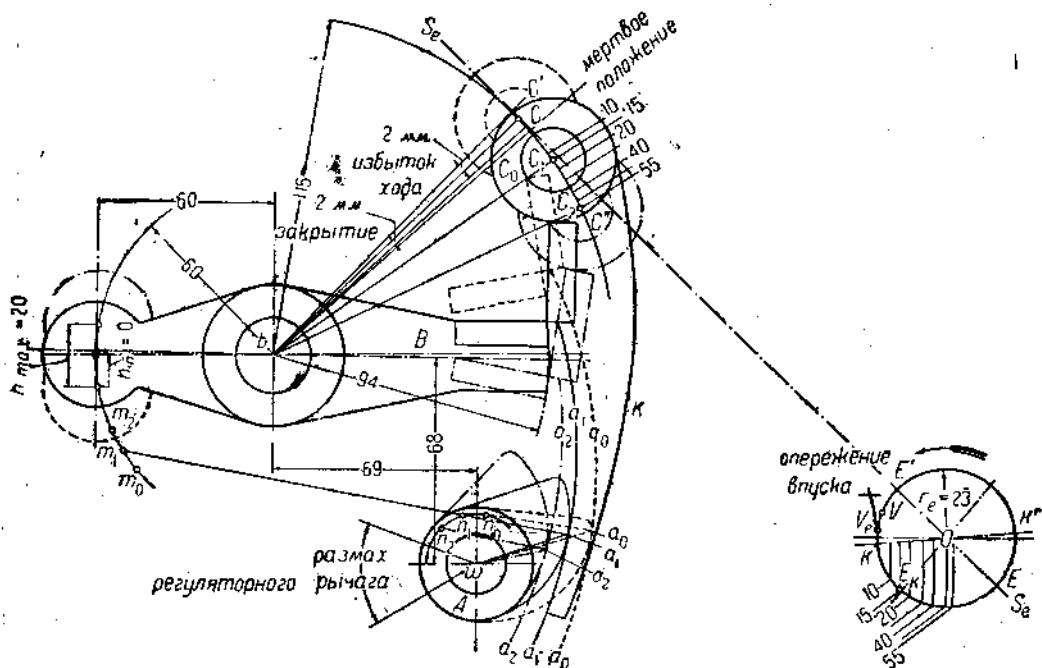
Клапанная пружина F_1 (фиг. 1, табл. 11) расположена в паровом пространстве с той целью, чтобы клапанный стержень и при нисходящем своем движении также подвергался растягивающим усилиям и чтобы по возможности предупреждать ущемление его в сальнике. Верхняя пружина F_2 служит только для натяжения нижней пружины F_1 . Под пружиной F_2 в цилиндре Z (фиг. 2, табл. 11) находится вышеупомянутый масляный буфер для регулирования скорости посадки клапана на свое седло. Цилиндр до уровня $\alpha - \alpha$ заполнен жидким, совершенно свободным от керосина, минеральным маслом или смесью из $\frac{2}{3}$ оливкового масла с $\frac{1}{3}$ цилиндрического масла. В цилиндре движется поршень K , неподвижно соединенный с клапанным стержнем и снабженный по окружности множеством отверстий l , а на дне — небольшими кольцевыми клапанами q из листовой стали. Отверстия l просверлены и сверху расширены помощью выпиленных небольших вырезов p (см. развертку) с закругленным переходом от них к краям отверстий. При поднятии клапана находящееся над поршнем K масло частью через отверстие l и частью через кольцевые клапаны q поступает в пространство под поршнем, между тем как после расцепления масло может идти обратно только через отверстие l . Этот обратный проход масла сперва происходит без большого сопротивления, и вследствие этого клапан сначала быстро падает. Но когда в конце нисходящего движения клапана для прохода масла остаются свободны только вырезы p , сопротивление проходу масла постепенно возрастает настолько, что клапан нежно опускается на свое седло. Для регулирования закрытия клапана поршень K может быть несколько смещен на клапанном стержне, причем происходит более раннее или более позднее закрывание вырезов p краями цилиндра Z .

Преимущество этих масляных буферов перед ранее употреблявшимися воздушными состоит в точно одинаковом закрывательном движении, сообщаемом масляными буферами клапанам при всех наполнениях и подъемах клапанов, так как это движение при масляных буферах обуславливается только видом проходных отверстий l и вырезов p , между тем как при воздушных буферах скорость закрывания клапанов обуславливается установкой дроссельного отверстия для выпускаемого воздуха. Только при холостом ходе, вследствие образуемого под поршнем K разрежения, при масляных буферах происходят легкие удары клапанов, как и при воздушных буферах. Эти удары стремятся по возможности смягчить или совершенно уничтожить при помощи клапанов с перекрышей.

Для распределения впуска служат эксцентрики E , на фиг. 1 и 5, табл. 11. Для возможности точной установки сжатия они закреплены винтами на эксцентриках E , а их тяги приводят в движение выпускные клапаны при помощи описанного на стр. 202 качающегося кулака D и рычага G (фиг. 1 и 3, табл. 11).

Расцепное распределение завода Шарер и Гросс в Нюрнберге отличается от вышеописанного расположением регулятора и формой расцепки. Регулятор здесь расположен вертикально и посредством плеча H действует на вал w_1 расцепки A .

Вид последней и положение ее точки вращения, согласно схеме распределения на фиг. 236, выбраны таким образом, чтобы противодействие парораспределения на регулятор приблизительно было нулем. Противодействие здесь может быть вызвано только трением между обеими зацепками; другие же силы на клапанные и распределительные тяги не вызывают никакого обратного давления, так как активная зацепка только перемещается по перпендикулярной к ней пассивной зацепке, а следовательно, перестановка регулятора не влечет за собой никакого движения клапана. При некотором истирании зацепок указанное трение вызывает между расцепкой A и защелкой K давление, которое уклоняется от перпендикуляра к контуру расцепки на величину угла трения. Поэтому если этому контуру придать такой вид, чтобы перпендикуляр во всякой его точке уклонялся в точке вращения расцепки не больше, чем на угол трения, то момент трения зацепок, а соответственно



Фиг. 236. Схема парораспределения высокого давления у tandem-машин для перегретого пара на табл. 13 завода Шарер и Гросс в Нюрнберге.

и обратное давление распределения, будет весьма незначителен. Соответственно этому небольшому обратному давлению требуемая переставляющая сила регулятора при изменении наполнения также бывает весьма незначительна. Если защелки после расцепления больше не соприкасаются между собой, то обратное давление совершенно исчезает, и регулятору тогда остается преодолевать только трение в установочном механизме расцепки.

Детали рассматриваемого распределительного механизма показаны на фиг. 2, табл. 12, где показано таким же образом устроенное парораспределение цилиндра низкого давления, но без действия регулятора. В качестве сменной пружины для зацепки служит пружинный безмен F . Стальные зацепки K и B на рабочих своих местах снабжены привинченными к ним пластинками из лучшей инструментальной стали, закаленными, отшлифованными и заостренными у краев. Для возможности попеременного использования всех четырех краев этих пластинок последние устроены симметричными. Все остальные части механизма также изготовлены из стали. Замечательно также предохранительное приспособление для расцепления клапанного стержня при его случайном заедании в сальнике. Оно состоит из упорки x , вставленной в ступицу клапанного рычага B . Обыкновенно эта упорка свободно качается в соответственной выемке двойного качающегося рычага C , поддерживающего защелку K . Если же клапанный стержень по какой-либо причине после расцепления

механизма не опускается, то двуплечий качающийся рычаг C при своем поднятии ударяет в упорку и тем перемещает клапанный рычаг и стержень вниз.

Затем в рассматриваемом распределении конструкция масляного буфера отличается от описанной выше. Тарельчатый поршень k буфера здесь снабжен скошенным краем и при своем низшем положении совершенно преграждает выход маслу в цилиндр клапанной коробки. Требуемое в конце нисходящего движения клапана замедление масс производится тем, что в последней части движения поршня маслу постепенно все труднее становится пропикать у скошенного края поршня k , пока наконец оно совершенно не может выходить из-под поршня. Для получения достаточного подъема клапана и полного зацепления обеих зацепок при наименьших наполнениях и при холостом ходе впускные клапаны снабжены перекрышей.

На схеме распределения (фиг. 236) S_c — S_c изображает среднее направление эксцентриковой тяги, а c' — соответствующее верхнему мертвому положению эксцентрикового кривошипа наивысшее положение точки вращения зацепки. Когда эта точка при вращении распределительного вала по указанному направлению стрелки перемещается в c_0 , то защелка K садится на пассивную зацепку B , и клапан начинает подниматься. Относящееся сюда положение эксцентрикового и главного кривошипов служит также для начала опережения впуска, если клапаны не снабжены перекрышами. Если же, как это принято на фигуре, на клапанах имеются перекрыши, то опережение впуска начинается только после прохода этой перекрыши, т. е. в точке c , для которой соответствующее положение кривошипа обозначено через O_1V_c . На фиг. 236 механизм изображен для трех различных наполнений в момент расцепления. При изображенном штрихами положении расцепки и защелки K (точка вращения защелки в c_0) вообще не происходит никакого защелкивания, т. е. получается абсолютное нулевое наполнение. При изображенном сплошными линиями положении (точка вращения защелки в c_1) происходит расцепление после прохода поршнем 15%, а при изображенном пунктирно-штриховыми линиями положении (точка вращения защелки в c_2) расцепление происходит после прохода поршнем 55% своего пути от мертвого положения. Запирание клапана и окончание наполнения в последних двух случаях происходит позднее расцепления на продолжительность падения клапана.

Так как по схеме распределения мертвые положения $E'E''$ эксцентрикового и KK' главного кривошипов не слишком уклоняются друг от друга, то клапан приподымается медленно и затем продолжает подыматься приблизительно пропорционально скорости поршня. Открывание клапанов, в противоположность принудительным парораспределениям, происходит постоянно одинаковым образом, так как пассивная защелка при всех степенях наполнения постоянно одинаково опускается до расцепления. Поэтому кривые открытия в диаграмме поднятия клапанов (фиг. 237) образуют часть эллипса, соответствующего эллипсу при золотниковых парораспределениях. Наконец, поднятия клапанов для больших наполнений получаются бесполезно высокими, как это видно из кривой торможения на фиг. 237, и опережение впуска остается постоянным для всех наполнений, так как поверхности соприкосновения обеих защепок точно или приблизительно обработаны по одинаковому радиусу кривизны.

При проектировании рассматриваемых парораспределений следует прежде всего по фиг. 236 выбрать длины обоих плеч клапанных рычагов. Длина наружного, соприкасающегося с защелкой, плеча должна быть сделана достаточно большой, с целью уменьшения давления между защелками и возможного устранения влияния износа мест соприкосновения на правильное движение клапанов. Тогда определяется положение клапанного рычага при замкнутом клапане (см. штриховые линии фигуры), а именно таким образом, чтобы вся дуга уклонения внутреннего плеча рычага по отношению к проведенной через b горизонтали была распределена достаточно равномерно. Затем путем нанесения верхнего конца защелки получается положение c_0 точки вращения защелки, при котором защелки садятся друг на друга, и начинается опережение открытия, если клапаны не имеют перекрыши. В случае клапанов с перекрышами (как на фиг. 236) опережение впуска начинается соответственно перекрыше позднее, а именно в точке c при относящемся сюда положении главного и эксцентрикового кривошипов O_1V_c . Положение c' точки вращения защелки для

верхнего мертвого положения эксцентрикового кривошипа, в зависимости от величины желательного избытка подъема клапана, должно быть принято на 1 до 2 мм над c_0 . По подъему клапана h_m , при котором клапаны дают вычисленное свободное поперечное сечение канала f , получается изображенное сплошными линиями положение клапанного рычага и точка c_1 для расцепления при этом положении. Эксцентриситет r_e должен быть определен пробным путем таким образом, чтобы относясь к c_1 положение $O_1 E_k$ эксцентрикового кривошипа соответствовало тому пути поршня, при котором достигается подъем клапана h_m ; в большинстве устройств это имеет место для наполнения в 25 до 35% (расцепление соответственно ранее). Среднее направление эксцентриковой тяги $S_e - S_e'$ может быть найдено пробным путем по высотам стрелок всей дуги уклона $c'e''^1$). Наконец, в круге эксцентрика мертвые положения KK' главного кривошипа должны быть выбраны таким образом, чтобы имело место желаемое опережение впуска. Тогда для каждого пути поршня может быть определено соответствующее положение эксцентрикового кривошипа, а по этому последнему при помощи засечки радиусом, равным длине эксцентриковой тяги $c'E'$, может быть определено положение точки вращения защелки, а также и подъем клапана. При помощи последнего может быть построена диаграмма подъемов клапана (фиг. 237), на которую для пробы нанесена изображенная штриховой линией кривая торможения.

Для распределения высокого давления на фиг. 236, согласно стр. 223, для образования клапанами свободного поперечного сечения прохода $f = 48,5 \text{ см}^2$ при диаметре 100 мм требуется ход клапана $h_k = 8 + 2$ (перекрыша) = 10 мм. Наполнение, при котором должен произойти этот подъем клапана, принято в 25%, а соответствующее расцепление при продолжительности падения в 10% принято в 15%.

Если передаточное отношение клапанного рычага выбрано по фиг. 236, а положение точки вращения защелки в момент расцепления выбрано в c_0 , то при отложении на оси клапанного стержня $h_k = 10$ точка c_1 изображает положение центра вращения защелки при 15% пути поршня. Затем для избытка хода в 2 мм перекрыши и 0,5 мм открытия клапана) получается также и положение c точки вращения защелки при мертвом положении поршня. Эксцентриситет $r_e = 23 \text{ мм}$ определен пробным путем так, чтобы относящееся к c_1 положение эксцентрикового кривошипа $O_1 E_k$ соответствовало отнесенному к мертвому положению $O_1 K$ главного кривошипа пути поршня в 15%. Разделивши ход поршня KK' на 10, 20...55%, путем засечек из соответствующих положений эксцентрикового кривошипа длиной эксцентриковой тяги $c'E'$ на дуге точки вращения защелки, определяют различные положения этой точки, соответствующие указанным путям поршня, и происходящие при них подъемы клапана. Последние использованы для построения диаграммы на фиг. 237. Наибольший подъем клапана при расцеплении в 55% составляет $h_{\max} = 20 \text{ мм}$.

Нанесенная на фиг. 237 в виде штриховой линии кривая торможения соответствует скорости пара в 50 м/сек. Значение, на которое должны быть помножены числа таблицы на стр. 90 для получения отдельных ординат этой кривой для 10 точек деления пути поршня, согласно уравнению (82), стр. 191, для $O = 707 \text{ см}^2$, $c_m = 2,567 \text{ м/сек.}$ составляет

$$k = \frac{707 \cdot 2,567}{4 \cdot 10 \cdot 50} = 0,91 \text{ см.}$$

¹⁾ На чертеже это не сделано, так как схема соответствует парораспределению высокого давления тандем-машин, в которой вследствие более крупного диаметра низкого давления распределительный вал расположен дальше, нежели в обыкновенных машинах.

Что касается конструкции зашелока, то необходимо заметить, что для получения соприкосновения постоянно по одной поверхности совместно работающие поверхности соприкосновения обеих зашелоков должны быть обработаны по дуге круга с центром в центре зацепки. Во многих случаях короткие дуги круга заменяют прямыми линиями. Затем обращенные друг к другу боковые поверхности зашелоков должны иметь такую форму, которая не препятствовала бы свободному их движению после расцепления. Поэтому на фиг. 236 боковая поверхность пассивной зашелока обработана по дуге круга вокруг точки вращения клапанного рычага. Верхняя боковая поверхность зашелока, в видах надежного ее заскакивания, может иметь такой же вид, или же, начиная с соскальзывающего края, может немного отличаться от этой дуги. На фиг. 236 она имеет вид прямой линии.

При построении расцепки прежде всего необходимо задать радиус и центр m_1 (фиг. 236) для внутренней кривизмы $a_1 - a_1$ нижней части зашелока при среднем или нормальном наполнении. Центр w_1 и кривая контура расцепки затем должны быть выбраны таким образом, чтобы центр n_1 этой кривой лежал на прямой $m_1 a_1$ (a_1 — точка соприкосновения между зашелоком и расцепкой при данном наполнении) и чтобы угол $m_1 a_1 w_1$ был приблизительно равен углу трения. При этом центры m_1 и w_1 должны быть расположены настолько глубоко, чтобы верхняя часть зашелока и клапанный рычаг B никогда не упирались в расцепку при наименьшем их положении. Затем должны быть нанесены положения нижней части зашелока в момент расцепления для других наполнений, причем необходимо иметь в виду, что центры всех этих положений для упомянутого момента располагаются по дуге круга, описанной из точки B через m_1 . На фиг. 236 показаны еще только два положения $a_0 - a_0$ и $a_2 - a_2$ для наибольшего и наименьшего наполнений соответственно в абсолютный 0 и 55% при расцеплении. Центры этих положений обозначены через m_0 и m_2 . Наконец, вычерчивают расцепку в соприкосании (a_0 и a_2) с этими положениями зашелока и проверяют, насколько приведенные для нормального наполнения условия выполнены и при других наполнениях. Если n_0 изображает центр кривой контура расцепки при наименьшем, а n_2 — при наибольшем наполнении, то регулятор должен поворачивать расцепку всего на угол $n_0 w_1 n_2$.

Выравнивание наполнения по обеим сторонам поршня в рассматриваемом парораспределении достигается при помощи различных величин эксцентриситета и другого контура расцепки.

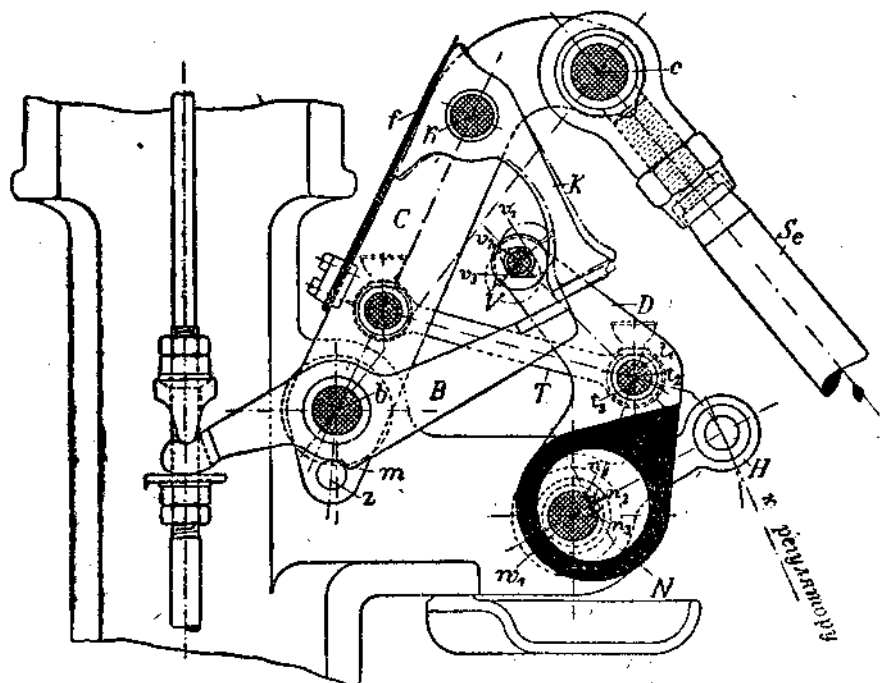
§ 112. Распределение Нейгауз-Гохвальда и Кауфгольда. Эти оба распределения отличаются от распределения Кольмана главным образом только способом расцепления, которое здесь происходит не внезапно, а постепенно.

В распределении Нейгауз-Гохвальда, строящемся заводом А. Борзига в Берлине, по фиг. 238 активная зашелока K перемещается служащим расцепкой роликом V . Ролик сидит на конце рычага D , охватывающего регуляторный валик w_1 с эксцентрическим диском N и при помощи тяги T соединенного с плечом C . Регулятор действует при помощи рычага H на валик w_1 .

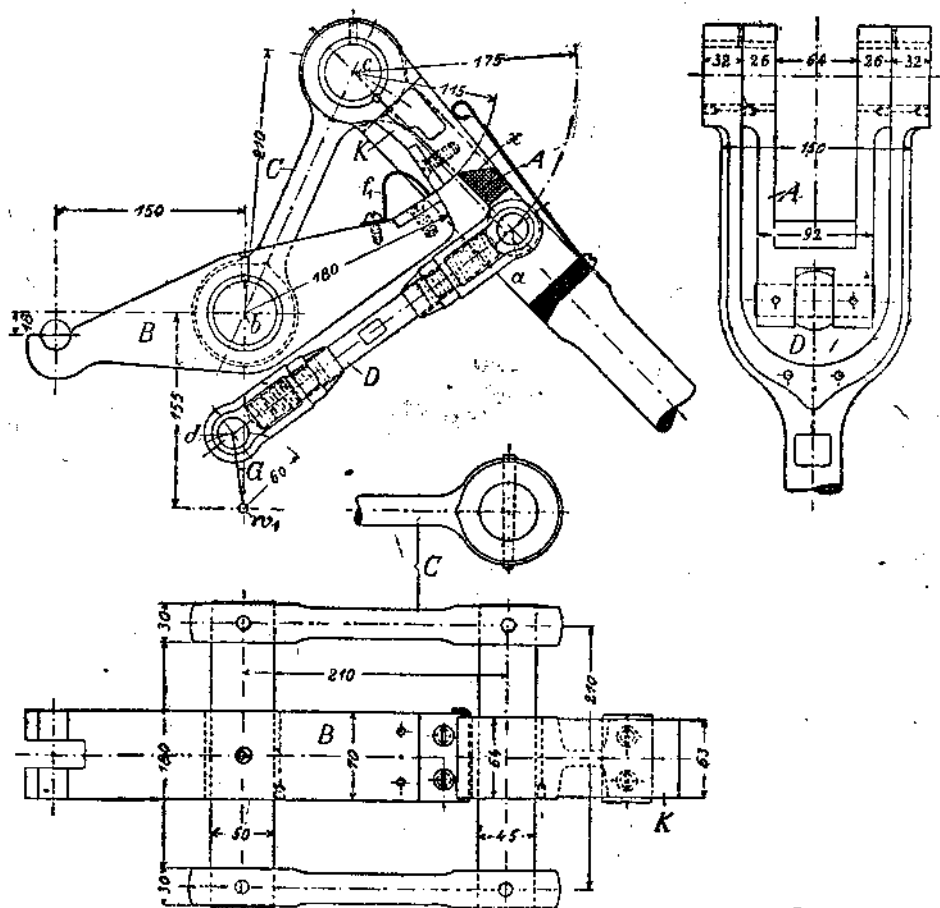
На фигуре механизм изображен при начале опережения впуска и в установке на среднее наполнение. При этом наполнении центр диска N принимает положение n_2 , и точки t_2 и v_2 качаются вокруг n_2 . При движении тяги S и плеча C вниз ролик V перемещает активную зашелоку K по пассивной B до их расцепления. Соприкасание обеих зашелоков поддерживается при помощи пружины f .

При некотором изменении наполнения регулятор поворачивает вал w_1 и диск N . Центр последнего при наивысшем положении регулятора перемещается в n_1 , а при наименьшем — в n_3 . Точки t и v занимают при этом положения соответственно t_1 и t_3 , а также v_1 и v_3 . Ролик принимает соответственно положение, изображенное штрихово-пунктирной и штриховой линиями, и наполнение соответственно уменьшается до наименьшего и увеличивается до наибольшего.

Эта конструкция распределительного механизма имеет то преимущество, что вследствие почти постоянного соприкосновения между роликом V и зашелоком K механизм работает бесшумно даже при больших числах оборотов. Затем большая скорость, с которой зашелока сдвигается со своего пути, допускает хорошее соприкосновение обеих зашелоков даже и при холостом ходе и небольших наполнениях, преимущественно



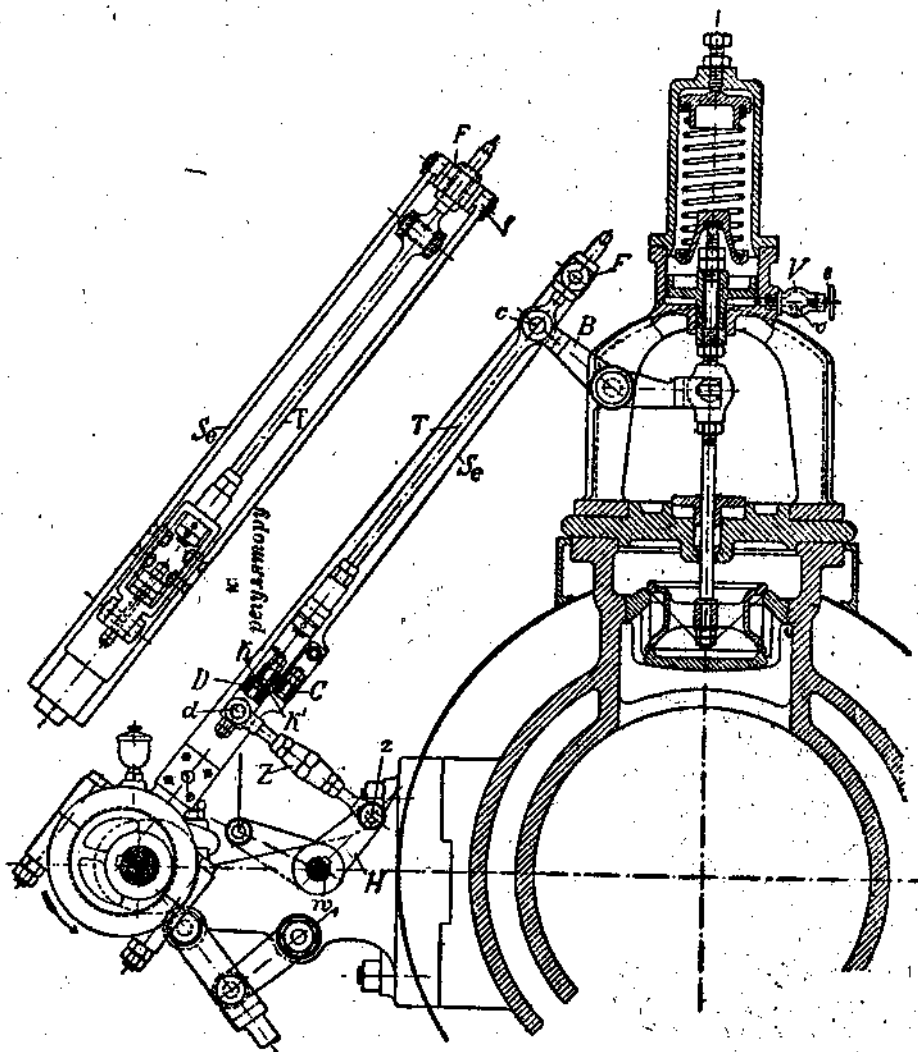
Фиг. 238.



Фиг. 239.

§ 113. Парораспределение Зульцера. Прототипами расцепных клапанных парораспределений с принудительным движением защелки служат конструкции машиностроительного завода бр. Зульцер в Винтертуре. Из различных устройств, которые эта фирма придавала своему парораспределению, упомянем здесь только первое, которое теперь во всяком случае имеет только исторический интерес.

Активная защелка C , согласно фиг. 241, расположена между обими железными полосами эксцентриковой тяги S . Обе эти полосы вверх соединены с цапфой f при помощи поперечины F . В этой поперечине направляется тяга T ,



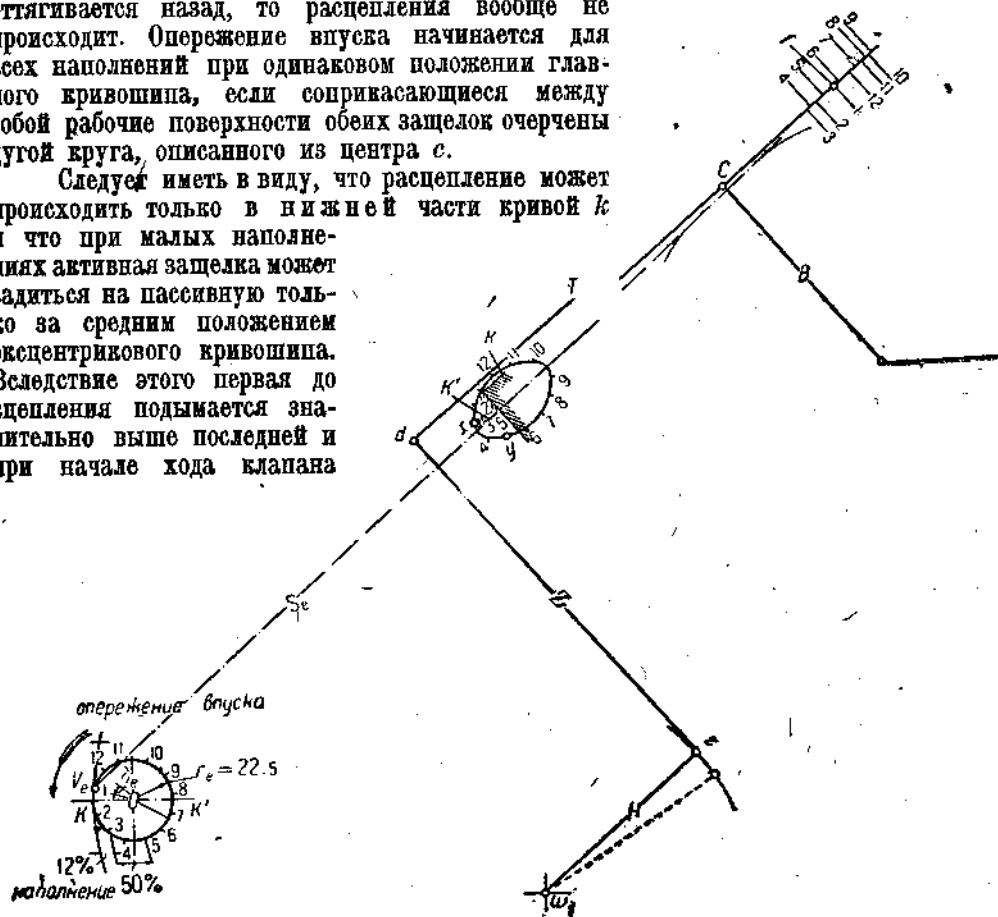
Фиг. 241.

которая сверху в c сцеплена с двулучем клапанным рычагом B , а внизу несет пассивную защелку D . К последней прилежит тяга Z , связанная с регуляторным валом w , при помощи рычага H . При изменении наполнения регулятор переставляет пассивную защелку D перпендикулярно к полосам S , и этим изменяет момент расцепления, как это выясняется из схемы парораспределения на фиг. 242.

Расцепной край k активной защелки при одном обороте распределительного вала описывает эллиптическую кривую. При положении O_1V , эксцентриковой кривошипа (начало опережения впуска) активная защелка садится на пассивную, расцепной край k' которой перемещается по дуге круга вокруг мгновенного положения центра вращения z . O_1K и O_1K' соответствуют положениям эксцентрикового

кривошина при мертвых положениях главного кривошина. Расцепление происходит там, где нижняя часть описываемой точкой k кривой пересекается с проходящей через k' дугой, следовательно, при изображенном сплошной линией положении Z в точке x , а при изображенном пунктирной линией ее положении — в точке y . Так как первой из этих точек соответствует меньший угол поворота эксцентрикового и главного кривошипов из положения OK , нежели второй, то при изображенном штриховой линией положении Z наполнение будет больше. Если Z еще больше оттягивается назад, то расцепления вообще не происходит. Опережение впуска начинается для всех наполнений при одинаковом положении главного кривошина, если соприкасающиеся между собой рабочие поверхности обеих защепок очерчены дугой круга, описанного из центра c .

Следует иметь в виду, что расцепление может происходить только в нижней части кривой k и что при малых наполнениях активная защелка может садиться на пассивную только за средним положением эксцентрикового кривошина. Вследствие этого первая до сцепления поднимается значительно выше последней и при начале хода клапана



Фиг. 242.

встречает ее с большой скоростью. Соприженный с этим удар оказывается весьма вредным и еще тем более, что тяга T значительно увеличивает собой ускоряемые массы клапанных тиг. В этом именно и состоит главный недостаток конструкции. Затем подъем клапана, для которого здесь имеется в распоряжении не полная половина длины кривой k , получается не слишком большим. Вследствие этого, правда, устраняются бесполезно большие подъемы клапанов, но, с другой стороны, эксцентриситет большей частью должен быть сделан больше, нежели при распределениях с свободно падающими защелками. Кроме того для получения достаточных сечений отверстия при больших наполнениях, где эксцентриковый кривошип при расцеплении переходит за свое мертвое положение, часто является необходимость сообразовать диаметр клапанов с подъемами их при этих наполнениях так, что эти размеры для нормальных наполнений оказываются слишком крупными.

Фигура 241 вместе с тем изображает устройство воздушного буфера. Ввинченная внизу в цилиндр клапанной подставки коробка V снабжена обратным клапаном v и регулирующим винтом s . При восходящем движении буферного поршня воздух легко всасывается через клапанок, а при нисходящем движении он,

наоборот, выталкивается с большим или меньшим торможением, в зависимости от установки регулирующего винта, с целью замедления опускающихся масс клапанных тяг. Поэтому для закрывания клапана буферный поршень не должен опускаться в наиболее глубокое свое положение. Для установки его служит винтовая резьба на клапанном стержне вверху. Фирма Зульцер после описанной конструкции придала своему распределению еще шесть различных других конструкций, из которых последняя была выставлена на Парижской выставке 1900 г. Точно так же машиностроительный завод Аугсбург-Нюрнберг прежде снабжал свои машины распределением с принудительным движением защепок. В настоящее время этот тип расцепных распределений не строится, так как распределяемые защелки постоянно ударяются с большой скоростью, нежели замедляющиеся у конца хода клапана; вследствие этого распределяющие края, преимущественно при малых наполнениях, быстро изнашиваются и закругляются, что чрезвычайно затрудняет регулирование и делает регулятор неспокойным.

d. Принудительные крановые (поворотные-золотниковые) парораспределения Корлисса.

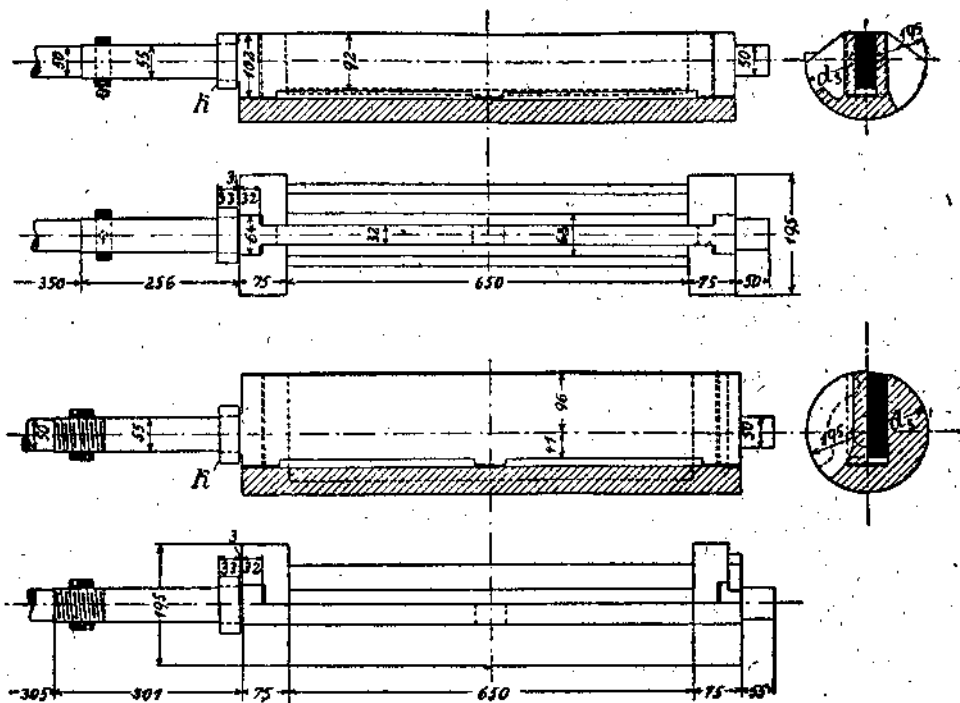
§ 114. Устройство и применение. Принудительные парораспределения Корлисса устраиваются с двумя или четырьмя золотниками. Два золотника в горизонтальных машинах обыкновенно располагаются под цилиндром у его концов (фиг. 1, табл. 9). Четыре золотника располагают подобным же образом попарно (фиг. 249, стр. 235), или же впускной золотник каждой стороны поршня располагают вверху, а выпускной золотник — внизу с соответственной стороны цилиндра (фиг. 247, стр. 234). Расположение золотников в крышках цилиндра, как показано на фиг. 247 для выпускных золотников, ограничивает вредное пространство до наименьшего предела, но затрудняет доступ внутрь цилиндра и к поршню. Вертикальные машины с принудительным парораспределением Корлисса имеют такое же расположение золотников, как и горизонтальные, но золотники расположены не вверху и внизу по оси цилиндра, а по обе стороны, т. е. вправо и влево от продольной оси цилиндра.

Впускные золотники, которые с целью более быстрого открывания часто снабжаются вспомогательным каналом Трика, прижимаются свежим паром и работают подобно плоским золотникам по каналам цилиндра. Выпускные золотники при том же устройстве, если они не расположены в крышке согласно фиг. 247, стр. 234, приподымаются давлением работающего в цилиндре пара; поэтому они располагаются не против впускного, а против выпускного канала (фиг. 249, стр. 235). Но при этом пространство коробки выпускного золотника, поскольку оно не заполнено золотником, в течение периода выпуска пара и расширения находится в сообщении с внутренней полостью цилиндра, т. е. составляет часть вредного пространства последнего.

Поворотные золотники (краны) приводятся в движение помощью рычагов (кривошипов), сидящих на золотниковых стержнях (или осях) снаружи коробок. Для приведения в движение рычагов при двух золотниках обыкновенно служит только один эксцентрик, а при четырех золотниках большей частью служат два эксцентрика, из которых один приводит в движение впускные, а другой — выпускные золотники. Передача может быть произведена непосредственно или же при помощи распределительного диска. В первом случае эксцентриковая тяга непосредственно зацепляет расположенный со стороны кривошипа золотниковый кривошип, который соединен с кривошипом со стороны крышки при помощи тяги. Большей же частью между цилиндром и главным валом или по середине длины цилиндра располагается распределительный диск или распределительный рычаг (см. фиг. 247, стр. 234, и фиг. 249, стр. 235), который приводится в движение эксцентриком и, качаясь вокруг цапфы, при помощи соответствующих тяг сообщает движение золотниковым рычагам отдельно или попарно.

Применение принудительных парораспределений Корлисса в настоящее время в Европе простирается только на цилиндры среднего и низкого давлений машин многоступенчатого расширения. Но и в этих случаях применение их в настоящее

как должны быть соразмерены таким образом, чтобы при открытом золотнике в камере оставалось бы требуемое для прохода пара поперечное сечение канала. Ширина распределительного фланца определяется тем условием, чтобы замкнутые золотники при крайнем внешнем своем положении перекрывали канал с нераспределяющей стороны на величину $x = 10$ до 15 мм, следовательно, напр., для выпускного золотника на фиг. 249, стр. 235 (см. конечное положение с) получается $l = x + a_0 + i + w$. По концам поворотные золотники снабжаются, как на фиг. 243 и 244, цилиндрическими направляющими дисками соответствующей ширины. Соединение золотников со стержнями постоянно производится при помощи бороздки или прямоугольной пятки, так что золотник может прилегать к своей рабочей поверхности



Фиг. 245 и 246. Золотники парораспределения низкого давления на стр. 234.

независимо от стержня. При сквозном стержне высота тщательно отделываемой и пригоняемой пятки должна быть сделана по возможности больше, а при несквозном стержне высота ее должна быть приблизительно равна диаметру золотника. В последнем случае стержень должен довольно глубоко входить в золотник. Уплотнение стержня при его проходе сквозь переднюю крышку камеры в настоящее время вообще производится без сальника при помощи находящегося на стержне запячика или уступа k . Последний пропильфывается к буксе крышки и прижимается давлением пара и помощью небольшой спиральной пружины. Тщательная смазка золотников, производящаяся у впускных золотников со середины, а у выпускных с конца стержня, является безусловным требованием.

§ 116. Условия движения, диаграмма и проектирование крановых парораспределений (с поворотными золотниками). При непосредственном сцеплении эксцентриковой тяги с золотниковым рычагом последний при каждом обороте эксцентрика приблизительно ¹⁾ равномерно колеблется относительно среднего своего положения. Поворотный золотник тогда перемещается по своей круглой направляющей поверхности пути совершенно так же, как плоский золотник по своему зеркалу. Поэтому для исследования этого движения может служить золотниковая диа-

¹⁾ Точно равномерное колебание происходит только в том случае, когда линия, соединяющая концевые точки уклона рычага, проходит через центр главного вала.

механизм находится в положении a, b, c , а при левом мертвом положении он занимает положение a', b', c' . При среднем положении эксцентрикового кривошипа механизм становится в положение a_m, b_m, c_m . Отсюда видно, что a и b равномерно колеблются в обе стороны относительно своих средних положений a_m и b_m ; точка же c_m , наоборот, не лежит по середине дуги cc' , а значительно ближе к c , нежели к c' . Таким образом, соответственно движущийся золотник в течение одной четверти оборота переднего или обратного хода эксцентрикового кривошипа описывает значительно больший путь из среднего своего положения, нежели в течение второй четверти оборота. На фиг. 249 величина $c's_m$ приблизительно втрое больше величины cc_m .

Это своеобразное движение, сообщаемое точке c и золотнику распределительным диском, может быть объяснено, действием рычага Sb и тяги T . От положения этой тяги зависит отношение скоростей точек c и b . Если, напр., на чертеже z выражает периферическую скорость точки b при каком-нибудь положении распределительного рычага Sb , а s' — периферическую скорость точки c при соответствующем положении золотникового рычага O_2c , то весьма малое движение тяги T можно рассматривать как вращение ее вокруг мгновенного полюса P , лежащего на пересечении обоих положений рычагов. Следовательно получается $s' = s \cdot \frac{r'}{r}$. Построивши для целого ряда соответственных положений обоих рычагов Sb и O_2c мгновенные полюсы, нетрудно видеть, что при начальном положении $SbcO_2$, при котором рычаг Sb и тяга T образуют почти прямую линию, значение r' очень мало. При поворачивании рычага Sb книзу мгновенный полюс постепенно удаляется книзу от тяги T , причем r' возрастает. Но вначале значение r' постоянно остается меньше r и бывает равно ему только при взаимно параллельном положении Sb и O_2c , а следовательно, при положении P на бесконечно большом расстоянии. При дальнейшем поворачивании обоих рычагов мгновенный полюс располагается над тягой T , и значение r' делается больше r . Если бы механизм принял положение Sb_cO_2 , при котором O_2c и T образуют одну прямую линию, то значение r обратилось бы в нуль, и получилось бы $\frac{r'}{r} = \infty$. Но для обеспечения обратного вращения рычага O_2c при перемене направления вращения Sb механизм никогда не должен принимать подобного положения.

Скорость s' , помимо отношения $\frac{r'}{r}$, зависит еще от скорости z . Но эта последняя, начиная от среднего положения b_m в обе стороны или, наоборот, начиная от обоих крайних положений к среднему, изменяется равномерно, имея в конечных положениях значение нуль. Поэтому при всяком положении ведущего рычага между Sb_m и Sb скорость s' ведомого рычага всегда бывает меньше, нежели при соответствующем положении, т. е. при положении с одинаковой скоростью, ведущего рычага, между Sb_m и Sb' , так как отношение $\frac{r'}{r}$ в течение пути b_mb , за исключением конечных положений, постоянно бывает меньше, нежели в течение пути b_mb' .

Указанное движение, сообщаемое поворотному золотнику помощью распределительного диска, целесообразно бывает использовано таким образом, что золотник в течение своего меньшего отклонения (или размаха) от среднего положения и при небольшой скорости, т. е. в течение пути $c_m c$, держит канал цилиндра закрытым, и, наоборот, в течение своего более значительного размаха и при своей большей скорости, т. е. в течение пути $c_m c'$ открывает и закрывает канал. С подобным использованием движения золотника сопряжено то удобство, что парораспределительный орган, пока он не употребляется для распределения пара и нагружен только разностью давлений внутри и вне цилиндра, совершает весьма небольшое движение, а следовательно, вызывает незначительную только потерю работы и небольшое изнашивание, между тем как в течение остальной части своего движения, вследствие более значительной его скорости, он производит быстрое открытие и закрытие канала.

Движение впускного золотника происходит на фиг. 249 совершенно так же, как и движение выпускного золотника помощью тяг Sde .

При рассматриваемой передаче диаграмма Мюллера-Рело, конечно, не может быть применена к движению самого золотника, а только к движению точек a , b или d . Если, согласно фиг. 250, где относительные размеры увеличены вдвое против фиг. 249, провести прямую EE' под углом опережения δ к вертикали $V-Y$ и сделать EE' равным хорде aa' , радиус $mE = mE'$ сделать равным радиусу aS , то проведенные на расстояниях, измеряемых дугами $a_m a_1(a_2)$ и $a_m a_3(a_4)$ перпендикулярно к EE' прямые пересекают круг главного кривошипа в V_a , E_x и V_a , C_o , если на фиг. 249 точки $a_1(a_2)$ и $a_3(a_4)$ изображают собой те положения рычага Sa , при которых впускной и выпускной золотники как раз соответственно открывают или закрывают свой канал (начало опережения выпуска и расширения или соответственно выпуска и сжатия), и край 1 и 2 соответственно 3 и 4 расположены один над другим.

При проектировании принудительных парораспределений Корлисса необходимо сперва выбрать известный передаточный механизм и затем пробным путем исследовать относительные движения золотников. Требуемый угол опережения δ эксцентрика получается, как и при плоском золотнике, путем деления пополам угла $V_a O E_x$ или соответственно $V_a O C_o$. При одном только эксцентрик здесь, конечно, опять получается приведенная при плоских золотниках зависимость четырех характеристических положений главного кривошипа для обеих сторон поршня относительно линий EE' .

При двух эксцентриках эта зависимость служит для одной только стороны по отношению к выпуску (дуга $V_a E' = E'E_x$ и дуга $V_a' E = EE_x'$), а для другой только по отношению к выпуску (дуга $V_a E = EC_o$ и дуга $V_a' E' = E'C_o'$). Если золотники, как, напр., на фиг. 1, табл. 9, распределяют выпуск внутренними, а выпуск наружными краями, то эксцентриковый кривошип должен быть заклинен в положении, диаметрально противоположном требуемому при других условиях, а главный кривошип должен отставать от него на угол $90-\delta$. Такое же закрепление эксцентрика требуется, если при помощи распределительного диска или промежуточного рычага, как на фиг. 247, стр. 234, движение эксцентриковой тяги передается золотнику в обратном направлении. Потребные перекрыши золотников или соответствующие им уклоны точек зацепления на распределительном диске при действии коленчатых рычагов могут быть определены или при помощи схемы самого передаточного механизма, или при помощи вышеприведенной диаграммы.

Угол уклона распределительного диска составляет 85 до 95°, в среднем 90°.

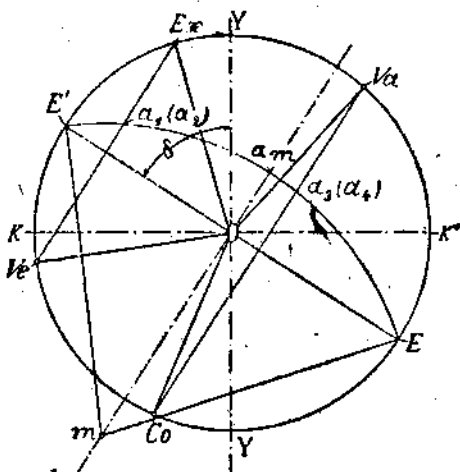
§ 117. Пример проектирования принудительного парораспределения поворотными золотниками. На фиг. 1, табл. 9, изображено парораспределение низкого давления машины двухступенчатого расширения $d = 0,4$, $D = 0,61$, $S = 0,8$ м и $n = 110$, зав. Кирберг и Гюльс в Гильдене-Диссельдорфе. Для полезной площади поршня цилиндра низкого давления $O = 2875$ см², средней скорости поршня $c_m = 2,933$ м/сек и $w = 37,5$ м/сек из уравнения (56), стр. 112, получается требуемое поперечное сечение канала

$$f = \frac{2875 \cdot 2,933}{37,5} \cong 225 \text{ см}^2,$$

которому, при высоте канала $h = 0,9 \cdot D = 0,9 \cdot 61 \cong 55$ см, удовлетворяет ширина канала у золотниковой камеры

$$a = \frac{225}{55} \cong 4,1 \text{ см} = 41 \text{ мм}.$$

Для получения приблизительного значения угла опережения и размаха золотникового рычага на фиг. 1, табл. 9, начерчена диаграмма Мюллер-Рело для опере-



Фиг. 250.

жения впуска в 1,5 и наполнения в 53% со стороны крышки. Биссектриса EE' угла VOE , образуемого соответствующими положениями главного кривошипа, образует с вертикалью угол опережения в 52° . Но так как золотники распределяют выпуск внутренними, а выпуск — внешними краями, то эксцентриковый кривошип должен отставать от главного кривошипа приблизительно на угол $90 - 52 = 38^\circ$. Принимая затем наполнение со стороны кривошипа в 50%, находим, что перпендикуляр из E' на прямую EE' дает точку пересечения V' с кругом кривошипа, которой соответствует опережение впуска 2,5%. При плоском пути золотника для полного открытия золотником канала со стороны кривошипа отрезок $m'E = 9,4$ мм изображал бы вычисленную ширину канала a . Следовательно, масштаб диаграммы тогда составлял бы

$$\frac{a}{m'E} = \frac{41}{9,4} = 4,36,$$

и размах золотника должен был бы составлять $EE' = 4,36 \cdot a = 40 \cdot 4,36 \cong 175$ мм. При криволинейном пути золотника размах может быть принят меньше, как хорда дуги. При диаметре золотника

$$d_z = 5a_1 = 5 \cdot 41 = 225 \text{ мм}$$

на его окружности при размахе в 160 мм получается угол уклона $\cong 90^\circ$.

Передаточный механизм золотника по фиг. 1, табл. 9, имеет передаточное отношение от эксцентрика к золотникам 5:4. Поэтому эксцентрик должен иметь эксцентриситет

$$r = \frac{160}{2} \cdot \frac{5}{4} = 100 \text{ мм.}$$

Затем, так как соединительная прямая tt' качающегося конца эксцентриковой тяги не проходит через центр вала, то угол отставания не может быть принят в точности равным 38° . Для точного его определения необходимо на фиг. 1, табл. 9, от обоих положений OII и $OIII$ главного кривошипа, соответствующих вышеприведенным значениям опережения впуска и наполнения со стороны крышки, нанести угол в 38° в направлении, обратном направлению вращения, и от обоих полученных таким образом (на чертеже не показанных) положений эксцентрикового кривошипа радиусом, равным длине тяги $l_1 = Ot_m$, сделать засечки на дуге tt' . Полученные таким образом точки не совпадают между собой, как это требуется. Но пробным путем тотчас же определяют находящееся между ними положение 1,2 точки t , которое соответствует как положению 1, так и положению 2 эксцентрикового кривошипа таким образом, что $\angle IOI = \angle OII$, а именно равен 41° .

Для стороны кривошипа по этому углу определяются относящиеся к положениям OI' и OII' главного кривошипа (опережение выпуска и наполнение, как и раньше) положения 1' и 2' эксцентрикового кривошипа, и описанные из этих точек радиусом l_1 круги дают на дуге tt' положение 1', 2'.

Что касается опережения выпуска и сжатия, то лучше всего поступать таким образом, что один из обоих этих периодов задают себе заранее и находят соответствующее ему положение главного кривошипа, а затем уже определяют второй из этих периодов. Так, напр., опережению выпуска со стороны крышки в 17% соответствует положение главного кривошипа $OIII$ и отстающее от него на 41° положение $O3$ эксцентрикового кривошипа. Описанный из точки 3 радиусом l_1 круг пересекает дугу tt' в 3, 4, и наоборот, описанный из этой точки радиусом l_1 круг дает на круге эксцентрикового кривошипа положение $O4$, а также опережающее его на 41° положение OIV главного кривошипа. Оно соответствует сжатию в 21%.

Для определения внешней и внутренней перекрыш следует на схеме передачи определить на окружности золотника относящиеся к положениям 1, 2 и 1', 2' и соответственно 3, 4 и 3', 4' точки t положения конца рычага b и золотниковых кривошипов O_1c , O_2d . Так, напр., для стороны кривошипа там, где золотниковый рычаг при его среднем положении O_{1c} расположен вертикально, получается для начала опережения впуска и наполнения положение O_{1c1} , а для начала опережения выпуска

и скатия получается положение O_1c_2 . Продолжив оба эти положения до окружности золотника, находим измеряемые в виде хорд

наружную перекрышу $c_m c_1 = e' = 43$ мм и
внутреннюю перекрышу $c_m c_2 = e'' = 6,5$ мм.

Со стороны крышки соответственно получаются

$$d_m d_1 = e = 54 \text{ мм и } d_m d_2 = i = 0.$$

Среднее положение $O_2 d_m$ со стороны крышки не совпадает с вертикалью, а для достижения более широкого открытия канала при правом мертвом положении золотниковый рычаг уклонен наружу на 8 мм.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ

§ 118. Цель и подразделение регуляторов скорости. Каждая поршнева паровая машина снабжается двумя регулирующими приспособлениями: маховиком и регулятором. Маховик регулирует скорость машины в течение одного оборота, т. е. ограничивает допускаемыми пределами те колебания скорости цапфы кривошипа и главного вала, которые обуславливаются изменчивостью рабочего давления пара в течение указанного промежутка времени ¹⁾. Регулятор скорости (который для краткости будем называть просто регулятором), наоборот, служит для ограничения колебаний средних скоростей, имеющих место в течение отдельных оборотов, или, что одно и то же, числа оборотов машины в течение одной минуты. Таким образом, он регулирует скорость в течение нескольких оборотов и содействует тому, чтобы средние значения двигательной силы и сопротивления в течение последовательных оборотов оставались равными между собой с допускаемыми уклонами.

Регулятор выполняет эту задачу, как уже было замечено во введении, при помощи двух вращающихся тел, которые при нормальном числе оборотов находятся в состоянии равновесия, обуславливаемом нагрузкой машины. При изменении же нагрузки машины эти вращающиеся тела приводят в движение перестановочный механизм регулятора, так как вследствие наступившего неравенства двигательной силы и сопротивления изменяется также скорость и центробежная сила регулятора. Перестановочный механизм при этом действует на парораспределительный механизм машины и тем опять приводит двигательную силу в правильное соответствие сопротивлению для этого нового состояния нагрузки.

Применяемые в рассматриваемых здесь поршневых паровых машинах регуляторы могут быть подразделены на:

1. Конические и плоские регуляторы в зависимости от того, движутся ли вращающиеся тела при всяком изменении скорости в плоскостях, проходящих через ось вращения регулятора, или же постоянно в той же плоскости, перпендикулярной к оси вращения регулятора.

2. Муфтовые и эксцентриковые регуляторы, из которых в первых уклон вращающихся тел служит для перемещения связанной с перестановочным механизмом муфты, а в последних он служит для перестановки распределительного эксцентрика. Муфтовые регуляторы большей частью бывают конические, реже — плоские, между тем как эксцентриковые регуляторы постоянно бывают плоские. Поэтому эксцентриковые регуляторы часто называются просто плоскими, или же осевыми и муфтовыми, так как они сидят непосредственно на распределительном или главном валу.

3. Грузовые и пружинные регуляторы. В первых из них центробежная сила вращающихся тел уравнивается грузом, а в последних — пружинами.

¹⁾ Независимо от изменения давления пара колебания угловой скорости вращения обуславливаются свойствами кривошипного механизма (см. отд. IV).

Маятниковые регуляторы строятся как в виде грузовых, так и в виде пружинных регуляторов; плоские же регуляторы строятся только в виде пружинных.

4. Центробежные и инерционные регуляторы. Сила, действующая на перестановочный механизм при изменении скорости машины, в последних регуляторах главным образом развивается при помощи вращающихся масс.

5. Регуляторы прямого (непосредственного) и непрямого (посредственного) действия. Первые находятся в постоянном соединении с перестановочным механизмом, между тем как последние соединяются с перестановочным механизмом только у пределов своего хода, включая при этом особую вспомогательную силу для перестановки парораспределения. Применяемые при стационарных поршневых машинах регуляторы почти всегда бывают прямого действия.

§ 119. Общее условие равновесия, степень неравномерности и чувствительности регуляторов. Для определения скорости, при которой регулятор находится в равновесии, т. е. при которой вращающиеся тела его находятся в состоянии покоя относительно оси, необходимо себе представить машину в состоянии равновесия, следовательно, при неизменном числе оборотов. При этих условиях перестановочный механизм не нагружает муфты, в предположении, конечно, отсутствия противодействия парораспределительного механизма на регулятор, и регулятор вращается свободно, т. е. как будто бы он был бы расцеплен от муфты ¹⁾.

Вращающиеся тела подобного свободно вращающегося регулятора, при маятникообразном их расположении, находятся в равновесии, если сумма возможных моментов всех действующих на маятники сил равна нулю, или если для статических моментов этих сил то же условие выполнено по отношению к мгновенному полюсу моментов их точек приложения. При радиально расходящихся вращающихся телах без маятников, как это имеет место при плоских регуляторах, при равновесии сумма самих приложенных сил должна быть равна нулю.

Скорость и число оборотов свободно вращающегося регулятора изменяются с размахом вращающихся тел или соответственно с высотой положения муфты. Происходящие колебания выражаются теоретической степенью неравномерности δ_r .

Если означают:

n_1 и n_2 — числа оборотов свободно вращающегося регулятора при наивысшем и наименьшем положениях муфты, или соответственно при наружном и внутреннем положении вращающихся тел;

n — среднее число их оборотов, то

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n} \quad (85)$$

и

$$n_1 = \left(1 + \frac{\delta_r}{2}\right) n, \quad n_2 = \left(1 - \frac{\delta_r}{2}\right) n \quad (86)$$

для

$$n_1 - n = n - n_2.$$

Таким образом, теоретическая степень неравномерности выражает собой отношение наибольшего колебания скорости к средней скорости регулятора, когда он расцеплен от муфты, или когда перестановочный механизм не действует на муфту. В выполненных регуляторах обыкновенно делают:

$$\delta_r = 0,02 \text{ до } 0,08 \text{ (2 до 8\%)}. \quad \cdot$$

Некоторые фирмы делают δ_r также переменной. Правильный выбор теоретической степени неравномерности имеет весьма существенное влияние на действие регулятора. При слишком малом значении δ_r появляются описанные в § 121 коле-

¹⁾ Для простоты последующие рассуждения отнесены к муфтовым регуляторам, но все соображения могут быть отнесены и к плоским регуляторам.

бания. По Толле ¹⁾ наименьшее допускаемое значение теоретической степени неравномерности (без применения масляного тормоза) составляет

$$\delta_r = \sqrt{\frac{s_r}{g \cdot T^2}} \quad (87)$$

где означает:

T — время в секундах, в течение которого машина из состояния покоя при наибольшем наполнении и без нагрузки достигает нормального своего числа оборотов,
 $g = 981 \text{ см/сек}^2$ — ускорение тяжести,
 s_r — ход муфты математического регулятора в сантиметрах.

При этом необходимо поставить

$$s_r = \frac{\text{сумма весов всех грузов, помнож. на квадраты их путей}}{\text{работоспособность}}$$

При регуляторах с относительно большой весовой нагрузкой муфты (с большим числом оборотов) значение s_r в круглых числах равно ходу муфты в сантиметрах. Пружинные регуляторы дают меньшие значения s_r и таким образом допускают меньшие степени неравномерности только в том случае, когда устранена всякая весовая нагрузка (кроме обусловленной вращающимися массами) и когда вследствие большого числа оборотов и большого расстояния вращающихся масс от оси вращения (или шпинделя) эти массы малы и имеют незначительный размах. Чем меньше s_r в отношении к действительному ходу муфты, тем больше бывает регулирующая способность регулятора, и тем меньше, при прочих одинаковых условиях, может быть принято значение δ_r . Если означают:

L — наибольшую мощность машины в кгм/сек ,

M — массу обода маховика в $\text{кг. сек}^2/\text{м}$,

V — скорость их в м/сек , то средняя мощность машины в течение времени пуска T равна $\frac{T \cdot L}{2}$. Так как эта мощность служит исключительно только для того, чтобы довести живую силу вращающегося обода маховика до $M \cdot \frac{V^2}{2}$, то получается

$$\frac{T \cdot L}{2} = \frac{M \cdot V^2}{2} \quad \text{или} \quad T = \frac{M \cdot V}{L}$$

Так как значение T относительно s_r по уравнению (87) возрастает в квадрате, то меньшие значения δ_r прежде всего требуют возможно тяжелых маховиков при значительной скорости на окружности.

При изменении нагрузки машины регулятор уже не вращается свободно, так как он стремится перейти из старого положения равновесия в новое. При этом он должен не только переместить перестановочный механизм, но также изменить взаимное положение своих собственных частей. Таким образом, теперь на муфту действуют два сопротивления, а именно: сопротивление W перестановочного механизма и собственное трение R регулятора, оба отнесенные к муфте. Сумма $W + R$ называется сопротивлением муфты. При стремлении регулятора к переходу в более высокое положение равновесия оно действует вниз, а в противоположном случае — вверх. Для преодоления этого сопротивления требуется такая же противоположно направленная сила, которая должна доставляться муфтой путем повышенной скорости и центробежной силы. Пока регулятор не развивает этой силы, он остается нечувствительным, а следовательно, никакого перемещения муфты произойти не может. Перемещение муфты начинается только тогда, когда соответствующее вышеуказанному состоянию равновесия число оборотов n и центробежная сила C повышаются до n' и C' или соответственно понижаются до n'' и C'' . Поэтому отношение

$$e = \frac{n' - n''}{n} \quad (88)$$

называется степенью нечувствительности регулятора.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1895, стр. 735.

Для $n' - n = n - n'' = \Delta n$ получается

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} \quad (89)$$

и уравнение (88), после помножения на $n = \frac{n' + n''}{2}$ дает значение

$$\varepsilon = \frac{(n')^2 - (n'')^2}{2n^2} \quad (90)$$

Затем так как центробежная сила постоянно пропорциональна квадрату числа оборотов, то должно быть

$$\frac{(n')^2 - (n'')^2}{n^2} = \frac{C' - C''}{C};$$

при $C' - C'' = C - C'' = \Delta C$ получается

$$\varepsilon = \frac{(n')^2 - (n'')^2}{2n^2} = \frac{2\Delta C}{2C},$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta C}{C} \quad (91)$$

Наконец, степень нечувствительности, подобно сопротивлению муфты $W + R$ можно себе представить состоящую из двух частей и принять

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_r \quad (92)$$

Значение ε_w соответствует части степени нечувствительности ε , обусловливаемой перестановочным механизмом, а ε_r означает часть степени нечувствительности, обусловливаемую собственным трением. Значение ε_r при наиболее употребительных выполнениях колеблется между 0,005 и 0,015 (0,5 до 1,5%).

Нижний предел степени нечувствительности обусловливается маховиком машины, а именно она никогда не должна быть меньше степени неравномерности маховика и должна удовлетворять условию $\varepsilon \geq \delta_r$.

Если это условие не выполнено, то неизбежные в течение каждого оборота машины колебания скорости на окружности передаются регулятору, муфта которого в течение каждого хода машины обнаруживает своеобразное порывистое движение, называемое прыганием или дрожанием. В последнее время, однако, при некоторых конструкциях, а именно в инерционных регуляторах (см. § 136) заведомо вводят это дрожание, т. е. делают $\varepsilon < \delta_r$. При усиленном износе шарниров это дрожание тогда влечет за собой то неудобство, что трение регулятора, коэффициент которого во время движения меньше, нежели во время покоя, получается меньше, а следовательно, в течение дрожания значение ε_r уменьшается. Прыгание может иметь своей причиной сильное противодействие парораспределительного механизма на регулятор, вследствие которого последний выводится из своего состояния равновесия и при малом трении, т. е. при слишком большой чувствительности, он доводится до прыгания.

Для различных высот положения муфты степень нечувствительности регулятора вообще неодинакова. Но эти уклонения настолько малы, что практически можно принять значение ε одинаковым для всех положений. Регулятор тогда вступает в наивысшее свое положение, в котором он при свободном вращении делает n_1 оборотов, с числом оборотов

$$n_1' = n_1 + \frac{\varepsilon}{2} n_1,$$

а в низшее свое положение, в котором он при свободном вращении делает n_2 оборотов, он поступает с числом оборотов

$$n_2'' = n_2 - \frac{\varepsilon}{2} n_2.$$

Поэтому через

$$i = \frac{n_1' - n_2''}{n} \cong \delta_r + \varepsilon \quad (93)$$

обозначают полную или действительную степень неравномерности регулятора.

При степени нечувствительности $\varepsilon = 0,04$ и теоретической степени неравномерности $\delta_r = 0,04$ регулятор, среднее число оборотов которого составляет $n = 100$, во внешних своих положениях будет свободно вращаться с $n_1 = 102$ и соответственно $n_2 = 98$ оборотами в минуту; при соединенном с ним перестановочном механизме он будет вступать в эти положения с

$$n_1' = 102 + 0,02 \cdot 102 \cong 104, \text{ и}$$

$$n_2'' = 98 - 0,02 \cdot 98 \cong 96$$

оборотами в минуту.

§ 120. Энергия, перестанавливающая сила и работоспособность регуляторов. Если поднять муфту неподвижного регулятора, то она при каждом своем положении развивает направленное вниз давление на ее подставку; это давление называется энергией или статической силой E муфты регулятора. Для того, чтобы муфта оставалась в поднятом положении, центробежная сила C свободно вращающегося регулятора должна развивать на нее такое же направленное вверх усилие. При изменении нагрузки машины к обеим указанным силам присоединяется еще сопротивление муфты $W + R$, которое направлено вниз при возрастании числа оборотов и вверх — при убывании. Таким образом, свободно вращающийся регулятор выходит из своего положения равновесия и приводит в движение перестановочный механизм по тому или другому направлению только тогда, когда упомянутая, вверх направленная, действующая на муфту сила возрастает или убывает на величину, равную потребной для преодоления сопротивления перестанавливающей силы $K = W + R$. Если в течение этого промежутка времени центробежная сила C изменилась на ΔC , то, так как C развивает на муфту силу E , а следовательно, ΔC развивает силу K , должно существовать соотношение

$$C : \Delta C = E : K, \text{ откуда } K = \frac{\Delta C}{C} E,$$

или, согласно с уравнением (91), получается

$$K = W + R = \varepsilon \cdot E, \quad (94)$$

где

$$W = \varepsilon_w \cdot E = (\varepsilon - \varepsilon_r) E,$$

$$R = \varepsilon_r \cdot E.$$

Таким образом, перестанавливающая сила регулятора равна ε -кратной его энергии. Чем больше может быть ε , т. е. чем больше может измениться число оборотов для перемещения муфты и перестановочного механизма, тем больше бывает перестанавливающая сила при той же энергии и обратно. С другой стороны, ε бывает тем меньше, т. е. регулятор бывает тем чувствительнее, чем больше его энергия при одинаковой перестанавливающей силе $K = W + R$. Так, напр., если регулятор обладает энергией $E = 120$ кг, то при степени нечувствительности $\varepsilon = 0,04$ он будет развивать перестанавливающую силу

$$K = 0,04 \cdot 120 = 4,8 \text{ кг},$$

а при $\varepsilon = 0,05$ перестанавливающая его сила будет

$$K = 0,05 \cdot 120 = 6 \text{ кг}.$$

Если при этом в последнем случае будет $\varepsilon_r = 0,01$, то из полученных 4,8 кг часть, а именно

$$R = 0,01 \cdot 120 = 1,2 \text{ кг}$$

израсходуется на преодоление собственного трения, так что в виде полезной перестанавливающей силы на муфте останется только

$$W = 0,03 \cdot 120 = 4,8 - 1,2 = 3,6 \text{ кг}.$$

Регуляторные заводы в настоящее время дают для изменения скорости вверх или вниз в

$$\frac{\varepsilon}{2} = \pm 0,01$$

перестанавливающую силу

$$K = 0,02 E.$$

Энергия регулятора определяется или путем взвешивания давления, производимого поднятой муфтой неподвижного регулятора на ее подставку, или же путем установления условия равновесия сил C и E , которые должны находиться в равновесии при всяком положении регулятора. Вследствие большей частью не вполне точно известного сопротивления муфты $W + R$ для новой машины не всегда оказывается возможным предварительно определить энергию регулятора, а по ней и величину или номер его, а при неправильно выбранной энергии, согласно ур-нию 94, степень нечувствительности ϵ получается или слишком большой или слишком малой. В последнем случае, т. е. при выборе слишком большой энергии, значение ϵ может опуститься даже ниже наименьшего допускаемого значения δ . Для устранения сопряженного с этим дрожания Толле рекомендует увеличивать значение ϵ путем уменьшения хода или подъема регулятора, которое достигается соответственным изменением передаточного отношения у регуляторного рычага. При этом регулятор не только ничего не теряет в энергии, но регулирующая его способность даже повышается.

Произведение:

$$Q = E \cdot s$$

из средней энергии E и хода (подъема) регулятора s называется его работоспособностью.

При выборе величины регулятора следует исходить из сопротивления распределения. Оно путем вычисления не может быть определено, а точное его определение может быть произведено только на исполненном стоящем под паром регуляторе путем взвешивания лучше всего пружинными весами. В большинстве случаев сопротивление оценивается по подобным выполненным машинам. При среднем значении W , измеренном на муфте, следует выбрать регулятор, работоспособность которого составляет

$$Es = \frac{W \cdot s}{\epsilon - \epsilon_r}$$

§ 121. Колебание регуляторов. При изменении нагрузки паровой машины регулятор не тотчас же переходит в соответствующее новой нагрузке состояние равновесия, а предварительно совершает ряд колебаний вверх и книзу; другими словами—он колеблется относительно нового состояния равновесия. Это колебание может быть объяснено следующими соображениями.

При убывании нагрузки машины регулятор для соответственного уменьшения двигательной силы должен принять более высокое положение равновесия. Пока регулятор не достиг этого положения, двигательная сила постоянно еще превышает уменьшившееся сопротивление. Вследствие этого число оборотов машины и регулятора в течение этого промежутка времени возрастает, а именно сперва больше, а затем меньше соответственно постепенно убывающему избытку двигательной силы. При вступлении в новое состояние равновесия двигательная сила и сопротивление равны между собой, а число оборотов достигает наивысшего своего значения. Но регулятор сперва не остается в этом положении, а выходит из него вверх, так как массы его при оставлении прежнего положения равновесия поднимаются вверх с ускоренным движением. Они переходят в новое состояние равновесия с известной скоростью подъема, и сопряженное с этим приращение живой силы перемещает их выше этого положения с замедленной скоростью. Это движение продолжается до тех пор, пока скопленная энергия масс не израсходуется, и направленная вверх их скорость подъема не делается равной нулю. Но так как регулятор в новом своем положении равновесия делает двигательную силу меньше мгновенного сопротивления, то одновременно с тем число оборотов машины и регулятора убывает. Вследствие этого последний опять начинает опускаться. Массы его переходят в новое положение равновесия с направленной вниз скоростью хода, и скопленная в них энергия опять выводит их из этого положения, и т. д. Таким образом регулятор до установления нового состояния равновесия колеблется несколько раз около этого соответствующего положения равновесия. Для производства регулирования вообще и прекращения движения регулятора вверх и вниз эти колебания должны постепенно уменьшаться (затухать).

Отсюда видно, что для регулирования паровой машины решающее значение имеет не только величина колебаний среднего числа оборотов, происходящих при изменении состояния равновесия, но также и продолжительность этих колебаний или, как обыкновенно говорят, длина волн. Регулирование, следовательно, происходит тем полнее, чем меньше бывают отклонения от нормального среднего числа оборотов и чем скорее устанавливается новое состояние равновесия.

Колебание регуляторов происходит преимущественно при слишком малых степенях неравномерности δ . Чем больше значение δ , тем быстрее регулятор переходит в новое положение равновесия. Поэтому значение δ , не должно быть выбрано слишком малым; о допуске наименьшем значении этой величины см. стр. 241. Затем наклонность к колебанию обнаруживается в регуляторах с тяжелыми массами, и поэтому грузовые регуляторы в этом отношении менее выгодны, нежели пружинные. Наконец, скорость и масса маховика не остаются без влияния на колебания регулятора и еще тем более, что при тяжелых маховиках может быть выбрано меньшее значение δ .

В случае слишком больших колебаний они могут быть уменьшены путем включения масляного тормоза. Поршень подобного тормоза при подымании и опускании муфты продавливает масло с одной стороны поршня на другую через соединительный канал. Как только регулятор начинает колебаться, поршень образует сопротивление, обуславливаемое ускорением масс при восходящем и нисходящем их движении. Для регулирования перехода масла служит винт, который может быть больше или меньше ввинчен в соединительный канал. Но необходимо иметь в виду, что масляный тормоз уменьшает подвижность регулятора, увеличивая его собственное трение *R*.

Таким образом, при включении масляного тормоза должны быть выбраны соответственно более тяжелые регуляторы, или же чувствительность регуляторов бывает меньше.

§ 122. Астатические, статические и псевдоастатические регуляторы. При различных высотах положения муфты регулятор может находиться в безразличном, устойчивом и неустойчивом равновесии. Если он при всех положениях находится в равновесии только при одном определенном числе оборотов, то он находится в безразличном равновесии. Такие регуляторы называются астатическими. Они употребляются только в качестве регуляторов непрямого действия. При непосредственном регулировании они тотчас после выхода из соответствующего равновесной скорости положения уже опять не приходят в равновесие, а немедленно переходят в свое наивысшее и наинизшее положения, колеблясь между ними вследствие слишком сильного регулирования в ту и другую стороны.

Если соответствующая равновесию скорость регулятора возрастает с поднятием муфты и возрастанием расстояния вращающихся масс от оси вращения, то регулятор всегда находится в состоянии устойчивого равновесия. В подобном случае регулятор называется статическим. Перерегулирования, подобные происходящим при вполне астатических регуляторах, при этих регуляторах обыкновенно не имеют места, так как при отклонениях от нормального числа оборотов он переходит как вверх, так и вниз постоянно в новое положение равновесия, в котором он может оставаться. Поэтому все употребительные регуляторы прямого действия бывают устойчивыми. Но во всяком случае стремятся по возможности приблизить их к астазии для предупреждения слишком сильного возрастания равновесной скорости при поднятии муфты и слишком сильного ее убывания при опускании муфты, а также и для достижения достаточного подъема муфты, а следовательно, и достаточного сильного действия на двигательную силу, при незначительных изменениях скорости. Подобные регуляторы называются псевдоастатическими.

Наконец, регулятор находится в состоянии неустойчивого равновесия, если требуемые для его равновесия скорость и число оборотов уменьшаются с поднятием муфты, т. е. с возрастанием расстояния вращающихся масс от оси вращения. Подобные регуляторы совершенно неприменимы, так как они при отклонении от нормального числа оборотов постепенно все больше удаляются от положения равновесия и никогда уже не достигают его, т. е. постоянно колеблются вперед и назад между предельными положениями.

§ 123. Оценка регуляторов по характеристикам (кривым C) Толле¹⁾. Нанося центробежные силы C , развиваемые вращающимися массами муфтового регулятора²⁾ при различных его положениях, на вертикали под центрами тяжести этих масс в качестве ординат от горизонтали OX (фиг. 251), получают кривую C или характеристику регулятора, так как она дает указания на характер его³⁾.

Для всякой точки A кривой получается $\operatorname{tg} \varphi = \frac{C}{r}$, где φ — угол, образуемый вектором OA с горизонталью OX . При $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{const}$, т. е. если кривая C обращается в проходящую через O прямую, регулятор бывает астатическим, так как при массе M и весе вращающихся тел P центробежная сила для расстояния r в метрах составляет

$$C = M \cdot \omega^2 \cdot r = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} \cdot P \cdot r,$$

и угловая скорость ω , а также определяемое из уравнения

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{C}{P \cdot r} \quad (95)$$

при $\frac{\pi^2}{g} = 1$ число оборотов n свободно вращающегося регулятора остается неизменным, пока величина $\frac{C}{r}$ сохраняет свое значение.

Если угол φ возрастает с увеличением расстояния r от оси вращения, как это имеет место в кривой A_1AA_2 на фиг. 251, то регулятор всегда находится в устойчивом равновесии и бывает астатическим; в противном случае он находится в неустойчивом равновесии. Таким образом, каждая кривая C , пересекающая OX вправо от точки O , как, напр., A_0b , дает устойчивое равновесие, а всякая кривая, пересекающая OX влево от O , как, напр., A_0b' , дает неустойчивое равновесие. Затем касательная, которая может быть проведена в точке A на фиг. 252 к характеристике, определяет собой астатическую точку кривой. Кривая дает устойчивое равновесие только с одной стороны от этой точки и применима, главным образом, вблизи этой точки. Если кривая, наоборот, имеет точку перегиба (фиг. 253), то она дает или вполне устойчивое или совершенно неустойчивое равновесие.

Затем площадь $\int C \cdot dr$ заштрихованной части $A_1A_2B_2B_1$ на фиг. 251 изображает работоспособность регулятора, так как центробежная сила C при каждом положении регулятора уравнивает энергию E , и всякому бесконечно малому перемещению ds муфты соответствует такой же путь dr центра тяжести вращающихся масс. Таким образом, получается

$$\mathcal{U} = \int E \cdot ds = \int C \cdot dr.$$

Наконец, векторы, проведенные из O через конечные точки A_1 и A_2 характеристики C на фиг. 251, на произвольной вертикали отсекают отрезок $2z = a_1a_2$, который вместе с ординатой z_m его середины дает теоретическую степень неравномерности регулятора

$$\delta_r = \frac{z}{z_m}.$$

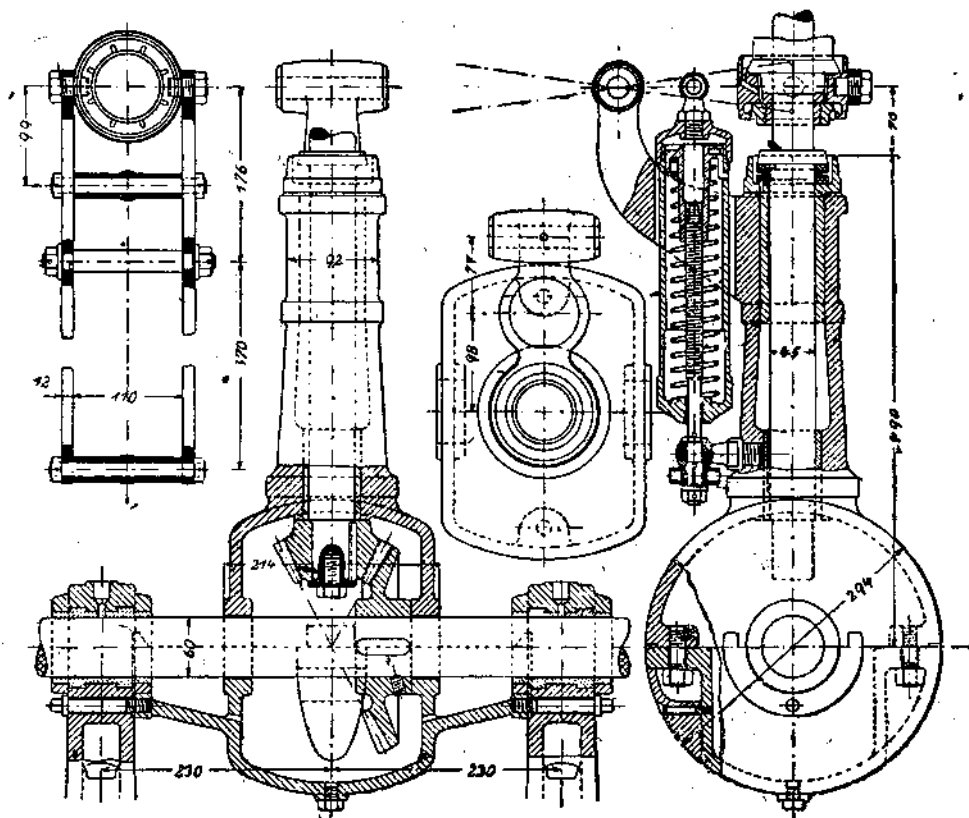
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1895, стр. 735. Также Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen.

²⁾ Об оценке эксцентриковых регуляторов см. § 183.

³⁾ Абсциссами диаграммы служат, таким образом, расстояния от центра тяжести маятника до оси вращения.

Наоборот, для данного значения δ_r соответствующего наименьшему положению A_2 муфты, наивысшее ее положение A_1 определяется путем нахождения точки пересечения a_2 вектора OA_2 с произвольной вертикалью, на которой откладывают отрезок $a_1a_2 = 2z = 2\delta_r \cdot z_m$. Вектор Oa_1 тогда пересекает характеристику C в искомом наивысшем положении A_1 .

Необходимо заметить, что, как будет указано ниже при отдельных регуляторах, построение характеристики C совершенно не зависит от положения оси вращения регулятора и что, следовательно, положение этой оси не имеет никакого влияния на вид кривой C . Отсюда получается весьма простой способ изменения степени



Фиг. 254. Привод к регулятору и регуляторная колонка зав. Шарер и Гросс.

неравномерности δ регулятора при его проектировании, а именно: при приближении вращающихся масс к оси вращения значение δ уменьшается, а при удалении оно увеличивается.

Помимо кривой C , для оценки и проектирования регулятора имеют весьма важное значение еще кривые C_p , C_q и C_r , как это будет указано ниже при отдельных регуляторах. Ординаты этих кривых выражают противодействия центробежной силе C со стороны веса вращающихся тел P и веса муфты Q или натяжения пружины F .

Изображенные на фиг. 251 штриховыми линиями кривые C' и C'' соответствуют центробежной силе несвободно вращающегося регулятора, где сопротивление $W + R$ нагружает муфту кверху или книзу. Ординаты этой кривой больше или меньше ординат кривой C на величину $\Delta C = \epsilon \cdot C$.

§ 124. Установка и передача движения регуляторам. Во многих случаях возможность изменения в некоторых пределах числа оборотов, нагрузки муфты или натяжения пружины и степеней неравномерности и нечувствительности регуляторов представляет собой большие преимущества. Регулирование числа оборотов, нагрузки муфты и натяжения пружины необходимо уже в виду того, что при расчете этих

величин веса и массы стержней, к которым подвешены вращающиеся тела, обыкновенно вовсе не принимаются в расчет или принимаются в расчет только приблизительно. Кроме того изменение числа оборотов необходимо во всех тех случаях, когда машина должна работать то с большим, то с меньшим числом оборотов, как, напр., при приведении в движение бумажных машин, компрессоров и т. п. Эти машины большей частью снабжаются приспособлениями для изменения числа оборотов регулятора в широких пределах (± 10 до $\pm 50\%$) во время хода машины.

Но и во многих других трансмиссионных паровых машинах в настоящее время устраиваются подобные приспособления, преимущественно при плоских регуляторах, для тесных пределов ($\pm 5\%$), для возможности установки точного числа оборотов при случайном изменении переставляющей силы и при параллельном вращении генераторов переменного тока.

В готовой машине, как указано выше (стр. 243), полезная переставляющая сила муфтового регулятора может быть увеличена или уменьшена в известных пределах путем устройства переменного передаточного отношения плеч регуляторного рычага. Но при этом необходимо заметить, что с изменением этого передаточного отношения, при одинаковых перемещениях распределительного механизма, связано изменение подъема регулятора, степени нечувствительности и большей частью также и степени неравномерности.

Постоянному значению последней в настоящее время придается мало значения: наоборот, многие конструкторы признают более целесообразной степень неравномерности, возрастающую с уменьшением числа оборотов, т. е. приблизительно обратно пропорциональную ему, так как с убывающим числом оборотов степень неравномерности маховика также увеличивается, и тогда, при небольшой степени неравномерности регулятора, для последнего возникает опасность прыгания.

Передача движения регулятору от главного или распределительного вала производится помощью ремней или зубчатых колес. Последние при точной установке дают более правильную передачу движения и поэтому в настоящее время находят себе более частое применение, нежели ремни. Обыкновенно колеса располагаются в предохранительной коробке, охватывающей рабочий вал и служащей подставкой для регуляторной колонки. Регуляторная ось или шпindel обыкновенно верхним своим заплечиком движется на шариках. Детали привода обыкновенного устройства показаны на фиг. 254.

А. Муфтовые регуляторы.

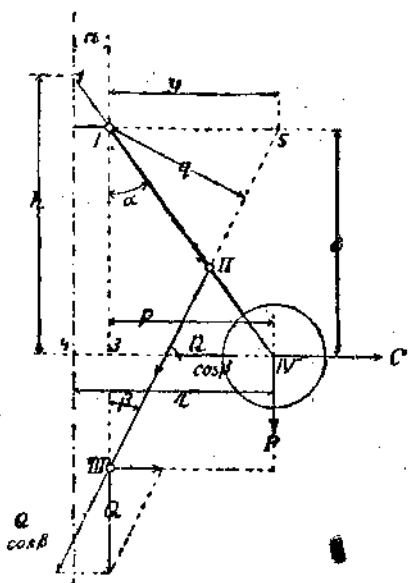
а. Грузовые регуляторы.

§ 125. Недостатки и подразделения. Муфтовые регуляторы с исключительной только весовой нагрузкой имеют тот недостаток, что сила инерции массы нагрузки благоприятствует упомянутым на стр. 244 колебаниям. Поэтому при изменении нагрузки машины подобные регуляторы устанавливают новое положение равновесия значительно позже, нежели пружинные регуляторы. На этом основании применение этих регуляторов постепенно сокращается. Кроме того степень неравномерности при грузовых регуляторах вообще должна быть принята больше, так как в них соответствующий наименьшему допускаемому значению δ , (см. ур-ние (87), стр. 241), приведенный подъем муфты s , приблизительно равен действительному подъему муфты z , между тем как у пружинных регуляторов он составляет только некоторую часть всего подъема z .

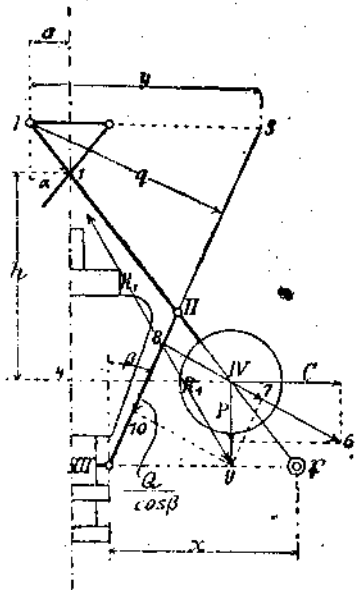
В обыкновенных грузовых регуляторах движение вращающихся тел передается муфте при помощи шатунно-кривошипной передачи. Точка вращения маятников, на которых висят вращающиеся тела, может быть расположена на оси вращения неподвижно (прямое подвешивание) или же может перемещаться по ней обращенное подвешивание). Первое устройство применяется у регуляторов Портера, Уатта, Клея и Толле, а второе—у регуляторов Прелля, Штейнле и Гартунга.

§ 126. Регуляторы Портера, Уатта и Клея. Фиг. 255 до 257 изображают общее устройство этих регуляторов. Каждый маятник в этих регуляторах имеет неподвижную точку привеса I на оси вращения и вместе с муфтой и нижней муфтовой

тягой образует простой кривошипный механизм, в котором плечо маятника $I-II=l_1$ изображает собой кривошип, муфтовая тяга $II-III=l_2$ — шатун, а муфта — крестковф. В регуляторе Портера (фиг. 255) точка вращения и подвеса I



Фиг. 255.



Фиг. 256.

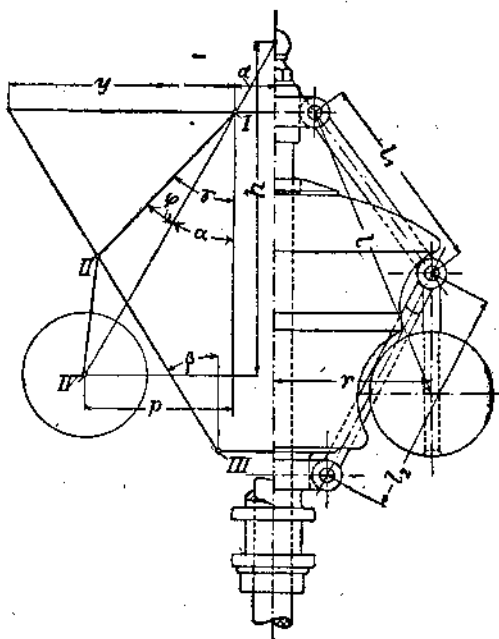
каждого маятника расположена с той же стороны оси вращения, как и его шар, а в регуляторе Клея (фиг. 256) они расположены с противоположных сторон оси. Следовательно, в первых из этих регуляторов маятниковые стержни открыты, и расстояние a точки I от оси вращения имеет положительное значение, а в последних стержни скрещены и расстояние a отрицательно. Регулятор Уатта вовсе не имеет особой грузовой муфты, и в нем расстояние a большей частью вполне или приблизительно равно нулю. Под ромбическим подвешиванием во всех трех регуляторах разумеют такое расположение маятников, при котором $I-II=II-III=l_1$ и на фиг. 255 и 256 угол $\alpha=\beta$, а на фиг. 257 $\gamma=\beta$.

Согласно фиг. 255, на оба маятника действуют (на каждый из них по половине):

1. в центрах IV шаров горизонтально вся центробежная сила C , а вертикально весь собственный вес P обоих шаров;

2. в точках II сочленения муфтовых тяг — направленные по $II-III$ составляющие нагрузки муфты Q , вместе составляющие $\frac{Q}{\cos \beta}$. Горизонтальные составляющие Q имеют с обеих сторон взаимно противоположные направления и поэтому взаимно уничтожаются.

Мгновенный полюс для движения точек приложения II и IV при неподвижном подвешивании маятников расположен в точке вращения I каждого из них. Относи-



Фиг. 257.

тельно этого полюса условие равновесия свободно вращающегося регулятора выражается ур-нием

$$-C \cdot c + P \cdot p + \frac{Q}{\cos \beta} q = 0, \quad (96)$$

из которого в связи с ур-нием (95), стр. 246, и

$$\frac{r \cdot c}{p} = h, \quad \frac{q}{\cos \beta} = \gamma,$$

получается

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left(1 + \frac{Q}{P} \cdot \frac{\gamma}{p}\right). \quad (97)$$

Значения h , γ и p для отдельных положений маятников могут быть получены из чертежа регулятора. Значение h равно действительной высоте маятника $I-4$ на фиг. 255 и 256.

Действующая на муфту вертикально вниз энергия E своей составляющей $\frac{E}{\cos \beta}$, направленной по муфтовой тяге, уравнивает действующую на маятники центробежную силу C . Таким образом, относительно точки I существует условие

$$\frac{E}{\cos \beta} \cdot q = C \cdot c, \quad (98)$$

или с полученным по ур-нию (96) значением $C \cdot c$ и при $\frac{q}{\cos \beta} = \gamma$, получается

$$E = P \frac{p}{\gamma} + Q. \quad (99)$$

При ромбическом устройстве регуляторов Портера, Уатта и Клея, где $\frac{\gamma}{p} = \frac{2l_1}{l}$ при длине маятника $I-IV = l$, получается

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left(1 + 2 \frac{Q l_1}{P l}\right) \quad (100)$$

$$E = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{l_1} + Q. \quad (101)$$

Степень нечувствительности получается из ур-ния (94), стр. 243, и составляет

$$\epsilon = \frac{W + R}{E} = \frac{W + R}{P \frac{p}{\gamma} + Q}.$$

Приходящаяся на собственное трение регулятора часть ϵ этой нечувствительности, по Толле, выражается уравнением

$$\epsilon_r = \frac{R}{E}, \quad \text{где } R = \frac{\mu \cdot d}{2} \left(\frac{R_1 + R_2}{\gamma} + \frac{R_3 + R_4}{x} \right),$$

здесь означают: μ — коэффициент трения цапф,

x — расстояние на фиг. 256,

d — одинаковый повсюду диаметр цапфы,

R_1, R_2, R_3 — давления цапф в шарнирах I, II и III .

Давление на обе цапфы I равно равнодействующей всех сил, действующих на маятники. Поэтому, сложив действующие в точке IV (фиг. 256) силы C и P в одну равнодействующую $IV-6$ и сложив затем в точке 8 пересечения последней с муфтовой тягой силы $8-7 = IV-6$ с $8-10 = \frac{Q}{\cos \beta}$, находим $8-9$, равную проходящему через I давлению цапфы R_1 .

Давление на цапфы II и III составляет

$$R_2 = R_3 = \frac{Q}{\cos \beta}$$

и может быть заимствовано из чертежа (фиг. 255).

$$C_p = P \frac{p}{c} \text{ и } C_o = \frac{Q}{\cos \beta} \cdot \frac{q}{c} = Q \frac{q}{c}.$$

$C_p = 1 - 2$, отложив от I прямую $I - 1 = P$

$C_1 = 5 - 6$, являясь из точки I вверх вертикаль $I - 7 = Q$ и проводя через точку 7 горизонталь до пересечения с продолжением $4 - I$ и с параллелью к $II - III$, проведенной через точку I . Из подобия треугольников $I 5 6$ и $I 4 10$ следует $C_1 : Q = y : c$, т. е. равнодействующая из C_1 и идущей по направлению $II - III$ составляющей Q , пересекающихся в точке 4, должна пройти через I .

Затем сообразно ур-нию (98) получается: энергия E , как высота треугольника $I89$, основание которого $8-9=C$, и давление паффы R_1 , как сумма обоих отрезков $I-5$ и $I-2$ и давление паффы $R_2=R_1$, как отрезок $I-6$.

для Q значение $Q + 0,5 G$,

Фиг. 258.

$$h = l \cdot \cos \alpha + a \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

При ромбическом устройстве энергия E обоих регуляторов вполне постоянна для всех положений маятников. То же самое можно сказать относительно степени нечувствительности ϵ , пока сопротивление муфты $W + E$ остается без изменения. Затем ур-ния (100) и (101) показывают влияние нагрузки муфты Q : чем больше эта нагрузка сделана относительно P , тем больше будут n и E , и тем меньше будет ϵ . Наконец, из ур-ния (100) следует, что от увеличения или уменьшения нагрузки муфты

характер регуляторов не изменяется. Это получается также из их кривых C_p и C_q , показывающих одинаковый характер, сохраняемый также при изменении нагрузки Q . Поэтому в данном случае увеличение или уменьшение числа оборотов может быть просто достигнуто тем, что удлиненный регуляторный рычаг снабжается передвижным грузом. Помощью винта с ручным маховичком рычажное плечо этого груза может изменяться и во время хода машины, и, устроенный в виде передвижного, этот груз может перемещаться по рычагу при помощи электромотора, включаемого с распределительного щита. На фиг. 261, стр. 554, изображена конструкция регулятора с разъемным грузом, части которого соединены между собой хомутом. На степень неравномерности регуляторов подобная перестановка груза не влияет.

Для ограничения степени неравномерности регулятора Портера необходимо по стр. 247 сблизить между собой вращающиеся тела и ось вращения. Это может быть произведено двояким образом. Прежде всего ось вращения можно придвинуть ближе к вращающимся телам. Отдельные кривые C этим не изменяются, так как их построение, согласно вышесказанному, производится совершенно независимо от положения этой оси.

Этот способ находит себе применение при регуляторе Клея, в котором a имеет отрицательное значение, а следовательно, истинная высота маятника составляет

$$h = l \cdot \cos \alpha - a \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

Так как эта величина при

$$l \cdot \cos \alpha = a \cdot \operatorname{ctg} \alpha,$$

а также при $\alpha = 90^\circ$ обращается в нуль, то между обоими этими предельными положениями величина h принимает наибольшее значение. Оно определяется по дифференциальному уравнению из

$$\frac{dh}{d\alpha} = -l \sin \alpha + \frac{a}{\sin^2 \alpha} = 0$$

и составляет

$$\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}.$$

Выше этого угла α_u число оборотов при ромбическом устройстве возрастает а следовательно, существует устойчивое равновесие, которое тем больше приближается к астазии, чем больше размах сверху приближается к углу α_u . В положении α_u регулятор обладает астатической точкой. Ниже угла α_u он находится в неустойчивом равновесии и неприменим. Поэтому определяемый углом α_u размах маятников всегда следует рассматривать как нижний допустимый предел.

Энергия регулятора Клея при ромбическом устройстве опять остается постоянной, точно так же и степень неравномерности при изменении нагрузки муфты или соответственно числа оборотов. Но скрещивание стержней затрудняет выполнение и при ромбическом устройстве с нижними скрещенными муфтовыми тягами допускает весьма небольшой вес муфты. Если же расположить груз под муфтой, то этот недостаток устраняется, но при этом увеличивается высота регулятора.

Второй способ приближения вращающихся грузов к оси вращения состоит в устройстве коленчатых маятниковых стержней, как в регуляторе Толле (фиг. 257). Этим кривая C_p не изменяется; кривая C_q , наоборот, поднимается, и направляемая более отлогой частью последней кривой может быть использована только при правильном положении оси вращения. Это показано на фиг. 258, на которой штриховая кривая C_q служит для прямого стержня I—II—IV', а сплошная кривая — для коленчатого стержня I—II—IV. Это поднятие кривой C_q преимущественно в связи с неромбическим устройством, дает весьма благоприятно направляемую кривую C при не слишком далеко отстоящей оси вращения.

Астатическая точка кривой C при ромбическом устройстве регулятора Толле находится при угле размаха α_u , определяемом уравнением

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{l \cdot \cos^3 \alpha_u} + \operatorname{tg}^3 \alpha_u.$$

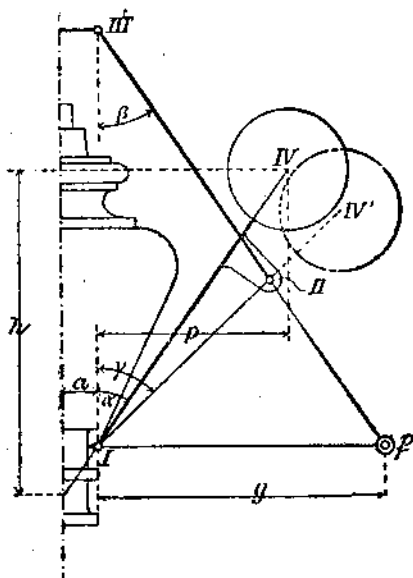
Относительно угла φ см. фиг. 257.

§ 127. Регуляторы Прэлла, Штейнле и Гартунга. В этих регуляторах точки вращения маятниковых стержней не расположены неподвижно, а могут перемещаться по оси, и маятниковые стержни подвешены обратно. В регуляторе Прэлла кроме того, согласно фиг. 259, центры шаров расположены вне маятниковых стержней. По фиг. 260 на них действуют (по половине с каждой стороны):

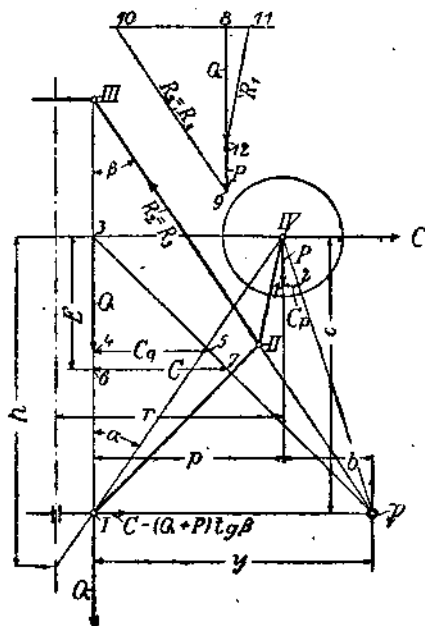
1) в центре *IV* шаров центробежная сила *C* и собственный вес обоих шаров;

2) в точке *I* вертикально нагрузка муфты *Q*, а также нижеприведенная горизонтальная сила;

3) в точке *II* реакция $R_2 = R_3$, действующая по направлению муфтовых тяг *II*, *III* и уравнивающая все действующие на маятник силы.



Фиг. 259.



Фиг. 260.

Так как точка *I* движется вертикально, а *II* колеблется вокруг *III*, то мгновенный полюс вращения точек *I* и *II* находится в точке пересечения *P* муфтовых тяг *II*, *III* с горизонталью через *I*. Таким образом, свободно вращающийся регулятор находится в равновесии, когда, согласно обозначениям на фиг. 260, имеет место

$$C \cdot c - P \cdot b - Q \cdot y = 0. \quad (102)$$

В связи с ур-нием (95), стр. 246, при $b = y - p$ и действительной высоте маятника $h = \frac{r \cdot c}{p}$ находим уравнение для определения числа оборотов свободно вращающегося регулятора

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left\{ \left(1 + \frac{Q}{P}\right) \frac{y}{p} - 1 \right\} \quad (103)$$

Момент приложенной в точке *I* энергии *E* относительно мгновенного полюса *P* должен быть равен соответствующему моменту *C*, т. е. должно быть

$$E \cdot y = C \cdot c,$$

или, в связи с ур-нием (102), находим,

$$E = P \left(1 - \frac{p}{y}\right) + Q. \quad (104)$$

При помощи значения энергии можно вычислить степень нечувствительности регулятора ϵ при данном сопротивлении $W + R$ муфты. Для отчисления части ее ϵ ,

здесь также может служить приведенное на стр. 250 ур-ние для E . Давление цапф II и III , в виду взаимного равновесия их вертикальных составляющих Q и P , составляет:

$$R_2 = R_3 = \frac{Q + P}{\cos \beta}.$$

В точке I действуют вертикальная сила Q и горизонтальная сила, равная разности действующих на маятниковые стержни горизонтальных сил C и $(Q + P) \operatorname{tg} \beta$ (как горизонтальная составляющая R_2). Таким образом, давление цапфы составляет

$$R_1 = \sqrt{Q^2 + [C - (Q + P) \operatorname{tg} \beta]^2}.$$

Предыдущие уравнения могут также служить для построения кривых C (или характеристик) Толле. Принимая по ур-нию (102)

$$C_p = P \frac{b}{c} \text{ и } C_q = Q \frac{y}{c},$$

получаем следующий способ. По фиг. 260 находим:

$C_p = 1-2$ путем отложения на вертикали через IV вниз значения $P = IV - I$ и проведения через I горизонтали до пересечения с $IV - P$;

$C_q = 4-5$ путем отложения на вертикали через 3 вниз отрезка $Q = 3-4$ и проведения через 4 горизонтали до пересечения с $3 - P$;

C — в виде суммы C_p и C_q . Построение отдельных кривых опять производится независимо от положения оси вращения; следовательно, при проектировании последняя с вышеуказанной целью (см. стр. 247) может быть произвольно перемещена.

Затем, энергия E равна высоте $3-6$ прямоугольного треугольника 367 с основанием $6-7 = C$.

Наконец, давления цапф по фиг. 260 получаются, если через нижнюю конечную точку вертикали $8-9 = Q + P$ провести линию, параллельную тяге $II-III$, а через верхнюю конечную точку — горизонталь. Тогда $9-10 = R_2 = R_3$, и при $10-11 = C$ получается $11-12 = R_1$.

Регулятор Прэлля вполне статичен, если центры его шаров располагаются на продолжении маятниковых стержней $I-II$, т. е. в точках IV' на фиг. 259. Он тогда представляет собой обращенный регулятор Портера. Только при дальнейшем приближении шаров к оси вращения равновесие регулятора Прэлля приближается к астазии. Кривая C_p тогда становится неустойчивой и вместе со статической кривой C_q даст желаемое приближение к кривой C . Во всем остальном обратное подвешивание маятников не имеет никаких преимуществ перед прямым их подвешиванием; значение ε , при этом даже увеличивается, и энергия, как видно из ур-ния (99), стр. 250, и ур-ния (104), стр. 253, при обратном подвешивании также бывает меньше. Наконец, чем больше отношение $Q:P$, тем быстрее, согласно ур-нию (103), возрастает число оборотов, а следовательно, тем больше бывает степень неравномерности регулятора Прэлля.

Грузовой регулятор Штейнле и Гартунг (фиг. 261) обладает теми же свойствами, как и регулятор Пралла, только стержни не устроены коленчатыми, а для приближения к астасии подвешены стержни II III скрещены.

в. Пружинные регуляторы.

§ 128. Преимущества, подразделение, расчет пружин. В пружинных регуляторах центробежная сила вращающихся масс уравнивается, главным образом, натяжением пружины. Вследствие этого они, даже при большой энергии, обладают небольшими только массами и незначительной инерцией, а следовательно, по сравнению с регуляторами с исключительно весовой нагрузкой они отличаются быстрым и энергичным действием. Затем пружинные регуляторы допускают меньшую степень неравномерности, так как при них приведенный подъем муфты s , в ур-нии (87), стр. 241, значительно меньше действительного подъема s , между тем как при грузовых регуляторах он весьма близок к последнему. Наконец, установление степени неравномерности у готового пружинного регулятора легко производится путем усиления или ослабления натяжения пружины, причем во всяком случае необходимо заметить, что характер всех пружинных регуляторов в значительной степени зависит от натяжения пружины и изменяется вместе с ним.

Пружинные регуляторы различают с продольными и с поперечными пружинами. К первой из этих категорий принадлежат регуляторы Тренка, Бейера, а к последней — регуляторы Гартунга, Толле и др. Для свойства пружинных регуляторов с продольными пружинами весьма важное значение имеет неустойчивое течение кривой C_c . Пружинные регуляторы с поперечными пружинами в настоящее время обыкновенно изготавливаются таким образом, что кривая C_c имеет приблизительно астатическое направление.

Для расчета цилиндрических спиральных пружин здесь также могут служить приведенные на стр. 192 уравнения. Если означают F_1 наибольшее, F_2 наименьшее натяжение пружины при наивысшем и соответственно наинизшем положении муфты, то получается:

требуемая толщина пружины в см

$$\delta_f = \sqrt[3]{\frac{F_1 \cdot r_f}{0,2 \cdot k_d}}$$

требуемое число рабочих витков

$$m = \frac{\Delta \cdot \delta_f^4 \cdot G}{64 r_f^3} \cdot \frac{1}{F_1 - F_2}$$

(105)

наибольшее удлинение или сжатие пружины при наивысшем положении муфты

$$\Delta_1 = \Delta \frac{F_1}{F_1 - F_2},$$

а наименьшее при наинизшем положении муфты

$$\Delta_2 = \Delta_1 - \Delta,$$

где означает:

r_f — средний радиус витка спирали в см,

Δ — изменение длины пружины в течение полного подъема муфты в см,

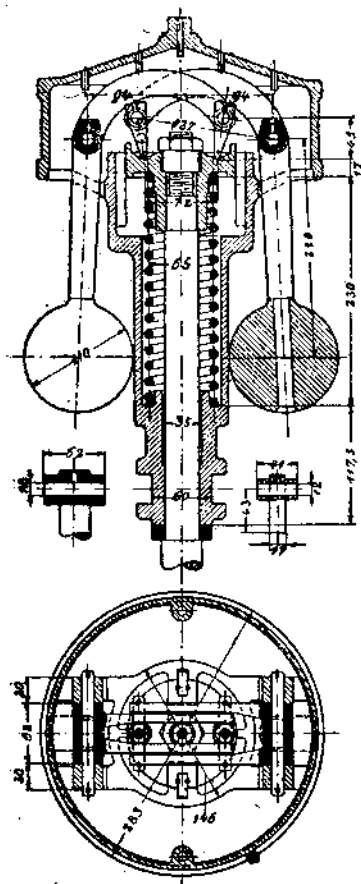
k_d — по возможности ≤ 3000 кг/см² — допускаемое натяжение материала пружины,

G — 750 000 кг/см² — модуль упругости при сдвиге материала пружины.

§ 129. Пружинные регуляторы с продольными пружинами. 1. Регулятор Тренка в Эрфурте. Пример. Для передачи муфте движения маятников служат два коленчатых рычага II I IV (фиг. 263). Точка вращения I каждого рычага находится на грузовой муфте, одновременно вмещающей в себе продольную пружину. Таким образом, при расхождении шаров точка I направляется по проходящей через нее

вертикали. Поддержку маятника образует ножка *II* и *III*. Она упирается в диск, неподвижно заклиненный на регуляторном валу и служащий (верхним) упором для пружины (фиг. 262).

Мгновенный полюс *P* движения точек *I* и *II* по фиг. 263 образуется точкой пересечения ножки в данный момент с горизонталью, проходящей через соответствующее положение точки *I*. Относительно этой точки условия равновесия действующих на регулятор сил, из которых нагрузка муфты *Q* и натяжение пружины *F*



тов $n = 240$. При степени неравномерности $\delta_r = 4\%$ этот регулятор при наивысшем и наимизшем положениях делает соответственно

$$n_1 = 240 \cdot 1,02 = 244,8, \quad n_2 = 240 \cdot 0,98 = 235,2$$

оборотов в минуту и, согласно ур-нию (95), стр. 246, развивает центробежную силу:

$$C_1 = 11 \left(\frac{244,8}{30} \right)^2 0,194 \cong 142 \text{ кг}$$

и соответственно:

$$C_2 = 11 \left(\frac{235,2}{30} \right)^2 0,102 \cong 69 \text{ кг},$$

так как по фиг. 263 для этих положений $r = 194$ и соответственно 102 мм. Затем для наивысшего положения

$$p = 234, \quad c = 196, \quad q = 133,5 \text{ мм},$$

а для наимизшего положения

$$p = 142, \quad c = 220, \quad q = 133 \text{ мм},$$

так что в результате из ур-ния (106) получается натяжение пружины

$$F_1 = \frac{1}{0,1335} (142 \cdot 0,196 - 11 \cdot 0,234) - 30 \cong 159 \text{ кг}$$

и соответственно

$$F_2 = \frac{1}{0,133} (69 \cdot 0,22 - 11 \cdot 0,142) - 30 \cong 73 \text{ кг}.$$

В выполненном регуляторе пружина имеет, средний радиус витка $r_s = 3,25$ см и, согласно ур-нию (105), при $k_s = 3000 \text{ кг/см}^2$, требует толщины проволоки

$$\delta_r = \sqrt[3]{\frac{159 \cdot 3,25}{0,2 \cdot 3000}} \cong 0,95 \text{ см}.$$

В действительно выполненном регуляторе δ_r составляет только 8,5 мм. Число витков для $\Delta = s = 6$ см должно быть

$$m = \frac{6 \cdot 0,85^4 \cdot 750000}{64 \cdot 3,25^3} \cdot \frac{1}{159 - 73} = 12,5$$

и сжатие пружины при наивысшем и наимизшем положениях муфты составляет:

$$\Delta_1 = 6 \cdot \frac{159}{159 - 73} = 11,1 \text{ см и соответственно}$$

$$\Delta_2 = 11,1 - 6 = 5,1 \text{ см},$$

и так как по фиг. 262 при наимизшем положении муфты в пружинной втулке имеется в распоряжении свободная высота в 23,5 см, то высота пружины в ненапрянутом состоянии составляет:

$$23,5 + 5,1 = 28,6 \text{ см}.$$

По найденным значениям F_1 и F_2 , заимствуя требуемые плечи рычагов p, c, q из чертежа и принимая натяжение пружины пропорциональным ее удлинению или укорочению, можно также из ур-ния (106) определить значение C для положений муфты, промежуточных между наивысшим и наимизшим ее положениями. Отложенные под соответствующими положениями шаров, эти значения дают нанесенную на фиг. 263 кривую C .

Энергия регулятора чрезвычайно различна. Так, напр., согласно ур-нию (107), для наивысшего и наимизшего положений муфты она составляет

$$E_1 = 30 + 159 + 11 \frac{0,234}{0,1335} = 208,5 \text{ кг}$$

и соответственно

$$E_2 = 30 + 73 + 11 \frac{0,142}{0,133} = 114,75 \text{ кг}.$$

Это вычисление может быть произведено гораздо проще графическим путем построения значений C_p , C_q и C по указанному способу Толле. По фиг. 263, на которой приведено это построение для высшего положения шара, получаются:

$C_p = 1-2$ путем проведения через центр шара вниз вертикали $P = IV - I$, соединения точки IV с мгновенным полюсом $\mathcal{P}$ и проведения горизонтали через I , так как равнодействующая $IV-2$ сил P и C_p приложена в IV и проходит через $\mathcal{P}$.

$C_q = 4-5$ путем определения точки 3 пересечения горизонтали через IV с вертикалью через I , соединения 3 с $\mathcal{P}$, отложения $3-4 = Q$ и проведения горизонтали через 4, так как равнодействующая $3-5$ сил C_q и Q , пересекающихся в точке 3, также должна пройти через точку $\mathcal{P}$.

$C = 6-7$ соответствующим же образом, путем отложения $3-6 = F$ и проведения горизонтали через 6.

Если в приведенном примере по фиг. 263 нанесем вычисленные значения C_1 и C_2 центробежной силы для наивысшего и наинизшего положений муфты в масштабе сил $1 \text{ мм} = 4 \text{ кг}$ и по вышеуказанным данным построим для обоих этих положений значения C_p и C_q , то получится разность $C = (C_p + C_q) = C$. По найденному значению C , обратным путем может быть определено потребное F . Так, напр., на нашей фигуре для наивысшего положения шаров значение $C_1 = ac - ab = ad$, и $3-8 = ad$; тогда значение $7-8$ дает наибольшее натяжение пружины F_1 .

Но по значениям F_1 и F_2 получаются также натяжения пружин для каждого промежуточного положения, так что можно построить полную кривую C_p , а вместе с кривыми C_p и C_q может быть построена также и кривая C .

Для построения значений энергии E необходимо по ур-нию

(107), напр. для наивысшего положения шара, от точки 3 отложить вниз $P = 3 - 10$ и соединительную линию $10 - 11$ продолжить до точки ее пересечения 9 с вертикалью через IV . Тогда отрезок $IV - 9$, увеличенный соответствующим натяжением пружины F и весом муфты Q , соответствует энергии E .

1. *Регулятор Тренка.* Кривая C_p регулятора Тренка по фиг. 263 приблизительно астатична, а кривая C_q , которая вследствие почти постоянного C_q направлена горизонтально, сильно неустойчива. То же самое можно сказать и о кривой $(C_p + C_q)$. Поэтому для приближения кривой C к астатизму требуется сильно возрастающее с подъемом муфты натяжение пружины. Из направления отдельных кривых вытекает следующее:

При увеличении или уменьшении нагрузки муфты Q кривая C перемещается параллельно самой себе вверх или вниз, так как при этом C_q возрастает или убывает на приблизительно постоянную величину. В первом случае продолжение кривой C пересечет ось X -ов тогда же влево от O , и кривая будет неустойчива. Во втором случае она будет устойчивее, но при этом увеличивается степень неравномерности. Таким образом, изменение нагрузки муфт в этом регуляторе совершенно недопустимо. То же можно сказать о натяжении пружины, так как усиление или ослабление натяжения пружины увеличило бы или уменьшило бы прежнее ее натяжение на постоянную для всего хода силу, и, следовательно, было бы совершенно одинаково

с увеличением или уменьшением нагрузки муфты. Наконец, перестановочный механизм при регуляторе должен быть хорошо уравновешен, так как неуравновешенность его соответствует изменению нагрузки муфты.

Приведенный ход муфты s_p в ур-нии (87), стр. 241, в этом регуляторе в среднем составляет $\frac{1}{2}s$, а $\varepsilon_p \approx 1\%$. Энергия, как уже было замечено выше, сильно возрастает при верхних положениях муфты, и преимущества пружинной нагрузки вследствие довольно значительной весовой нагрузки здесь использованы только отчасти.

Изменение числа оборотов в регуляторе Тренка может быть достигнуто при помощи добавочной пружины. Последняя по фиг. 264 устанавливается при помощи винта с ручным колесом, причем поперечина пружинной оси направляется по наклонным вырезам. Чем ближе эта поперечина придвинута к регуляторному валу, тем больше бывает натяжение добавочной пружины и ее размах, так как для сохранения характера регулятора различные числа оборотов регулятора требуют не только различных величин натяжений пружины, но также и различных их возрастаний и убываний в течение подъема муфты.

2. *Регулятор Бейера и К^о в Эрфурте.* Эрфуртский машиностроительный завод Бейера располагает в своих регуляторах угловые рычаги II, I и IV (фиг. 265 и 266) в обратную сторону. Затем точка вращения I рычага расположена неподвижно, а передвижная пружинная и грузовая муфта действует на ножки III и II, опорная точка III которых перемещается вертикально.

Мгновенный полюс вращения точек II и IV рычага совпадает с точкой вращения I каждого рычага. Ур-ние моментов относительно этой точки дает значение центробежной силы.

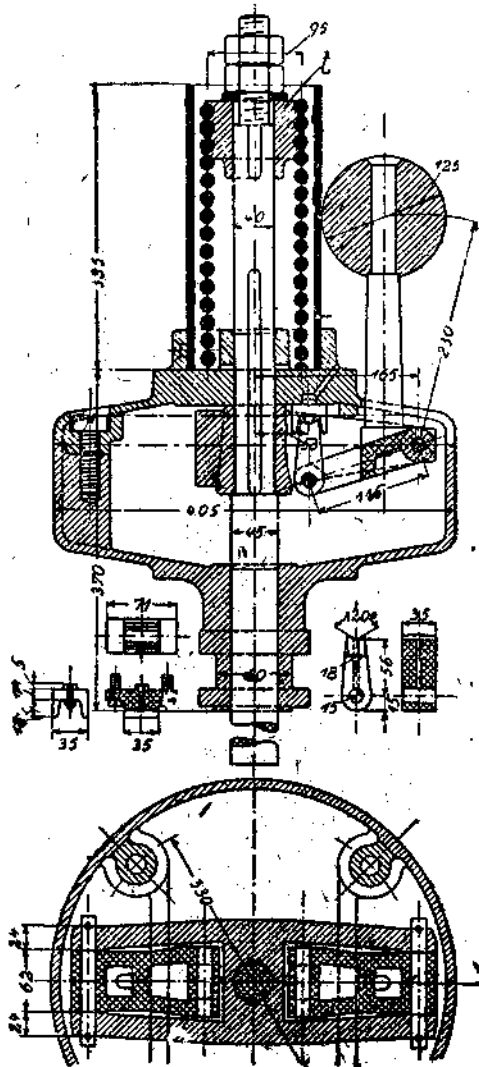
$$C = \pm P \frac{p}{c} + \frac{Q + F}{\cos \beta} \cdot \frac{q}{c} = \\ = \pm P \frac{p}{c} + (Q + F) \frac{y}{c},$$

по которому из ур-ния (95), стр. 246, может быть вычислено число оборотов n свободно вращающегося регулятора. Значения p , q , y и c выражают собой показанные на фиг. 266 плечи рычагов, а β означает угол между направлением ножки в данный момент и проведенной через III вертикалью. Затем для энергии получается выражение

$$E = (G + F) \pm P \frac{p}{y}.$$

Энергия и здесь, следовательно, также меняется, главным образом с натяжением пружины F . Знак + момента $P \cdot p$ в обоих ур-ниях служит для положения шаров влево, а знак — для положения их вправо от проведенной через I вертикали.

Построение кривых C , по Толле, также показано на фиг. 266. Прямая I—2, требуемая для определения C_y и C_p , параллельна всякому данному направлению



Фиг. 265.

можки II III 3. Кривая C_2 сильно неустойчива; точно так же неустойчивы и кривые C_2 и $(C_2 + C_3)$, из коих первая, в виду почти постоянного значения C_2 , имеет приблизительно горизонтальное направление. Затем для приближения кривой C к астазии кривая C_1 должна сильно подниматься. Изменение нагрузки муфты, а также усиление или ослабление натяжения пружины здесь, как и в регуляторах Тренке, сами по себе недопустимы. Поэтому для возможности установления степени неравномерности или числа оборотов регулятора в известных пределах фирма устраивает переменное не только натяжение пружины, но и число витков ее m . Первое, т. е. изменение натяжения пружины, производится подтягиванием или отпусканьем верхней гайки на валу регулятора, а второе, т. е. изменение числа

витков пружины, производится путем перестановки верхней пружинной тарелки t (фиг. 265).

Если, напр., требуется увеличить степень неравномерности регулятора при том же числе n , то центробежная сила, а также и натяжение пружины должны сильнее возрастать от низшего до высшего положения муфты. Это может быть достигнуто путем уменьшения числа натянутых витков пружины, так как, согласно ур-нию (105), стр. 255, для пружины регулятора при данном F_2 или также F_1 разность

$$F_1 - F_2 = \text{const} \cdot \frac{s}{m}$$

будет тем больше, чем меньше m . Для изменения m необходимо в регуляторе отвернуть верхнюю гайку, вынуть пружину и вывинтить или завинтить пружинную тарелку t на соответствующее расстояние. Затем опять вставляют пружину и навинчивают верхнюю гайку вниз настолько, пока не получится требуемое натяжение пружины и число оборотов. Подобным же образом может

быть изменено число оборотов регулятора. Так, напр., для его увеличения с сохранением прежней степени неравномерности и устранением неустойчивых положений равновесия необходимо увеличить не только разность $F_1 - F_2$, но также и само натяжение пружины. Первое достигается путем уменьшения числа витков, а последнее путем более сильного натяжения пружины.

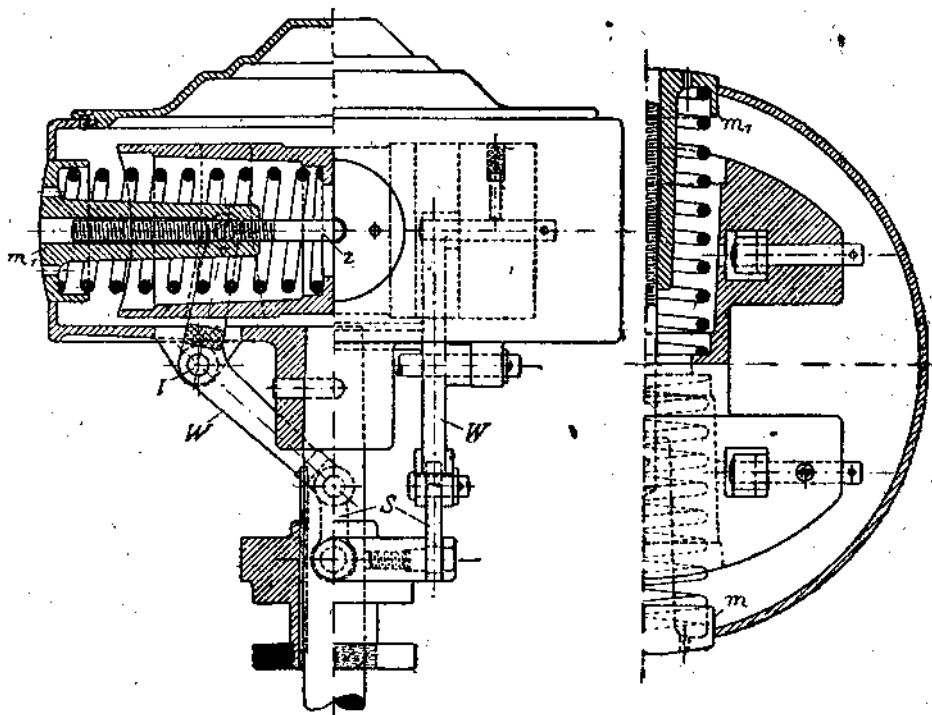
Значение ϵ , остается не ниже 1%, а s , в ур-нии (87), стр. 241, составляет приблизительно $\frac{1}{3}$ s . Вследствие обратного расположения маятников центр тяжести регулятора расположен ниже, нежели в регуляторе Тренке. Это обстоятельство, вместе с двойным направлением оси, обуславливает собой плавный ход регулятора. Пружина легко доступна. Этот регулятор нашел себе обширное применение.

§ 130. Пружинные регуляторы с поперечными пружинами. В этих регуляторах натяжение пружины большей частью непосредственно противодействует центробежной силе вращающихся тел. Таким образом, в этих регуляторах отпадают вызываемые этими силами в вышеописанных регуляторах давления на дапфы передаточного механизма, и уменьшается собственное трение регулятора. Различные устройства рассматриваемого регулятора различаются между собой, главным образом, способом передачи движения между вращающимися телами и муфтой.

1. Регулятор Гартунг, Кун и Ко в Дюссельдорфе. Пример. Упомянутая передача здесь производится помощью двух угловых рычагов W с неподвижными точками опоры I , как показано на фиг. 267. Одно плечо каждого рычага зацепляет вращающееся тело в его центре тяжести, а другое при помощи

двух коротких тяг S соединено с муфтой. Подвергаемые сжатию поперечные пружины сидят во вращающихся телах и натягиваются при помощи сквозного винта z с двумя гайками m и m_1 .

Угол между плечами углового рычага в прежних устройствах делался тупым. При правильном выборе этого угла кривая C_q получается почти астатической, а энергия — постоянной. Астатическая кривая C_q дает то преимущество, что степень неравномерности регулятора совершенно независима от случайной нагрузки или разгрузки муфты, как это видно из фиг. 269. Расположенные вправо от оси вращения и начерченные сплошными кривые C_p и C соответствуют действительному весу муфты в 8 кг, а штриховые кривые, наоборот, соответствуют нагрузке



Фиг. 267.

$32 + 8 = 40$ кг. Степень неравномерности в обоих случаях одинакова и составляет 4%. Установка степени неравномерности производится при сборке регулятора путем натяжения или ослабления главной пружины; сопряженное с этим изменение числа оборотов может быть выравнено помощью добавочной пружины.

Построение кривых C_p и C_q видно из чертежа, где построение C_p показано в точке I вращения углового рычага для сильно растянутого положения III , II ; I и IV механизма, а построение C показано в точке пересечения k тяги II III с горизонталью через центр шара IV . Значение C_p получается в виде разности O и $(C_p + C_q)$. Для вычисления C при данном числе оборотов может служить ур-ние (95), стр. 246, а в других случаях — уравнение моментов относительно мгновенного полюса I . Последнее здесь дает

$$C = \pm P \frac{p}{c} + \frac{Q}{\cos \beta} \cdot \frac{q}{c} + F = \pm P \frac{p}{c} + Q \frac{y}{c} + F.$$

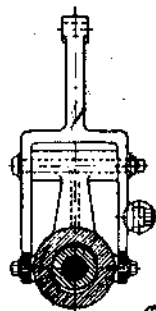
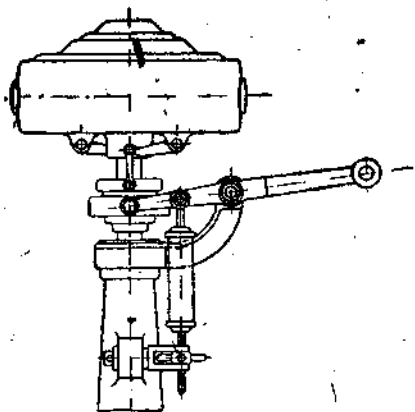
Приложенная в III энергия определяется из уравнения

$$\frac{E}{\cos \beta} q = C \cdot c \text{ и составляет } E = C \cdot \frac{c}{y}.$$

Если передаточные отношения углового рычага и тяг выбраны так, что C изменяется соответственно y , то в виду незначительного колебания значения c значение E остается приблизительно постоянным.

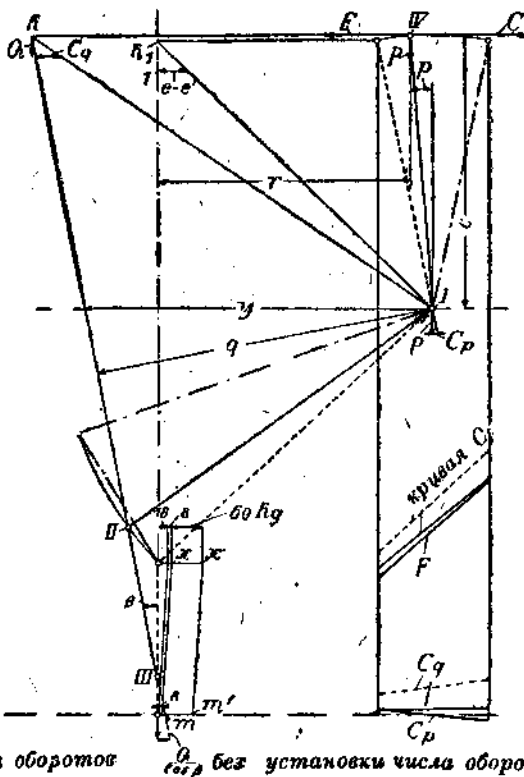
Значение ε , составляет 0,1 до 0,3%, а s , (в ур-нии (87), стр. 241) составляет около $\frac{1}{4} s$.

Для надежного устранения заеданий в передаточном механизме и для постоянного сохранения высокой чувствительности фирма в настоящее время применяет почти исключительно регуляторы с рычагами под прямым углом. Энергия здесь не остается постоянной, а увеличивается от наименьшего до наивысшего положения муфты. Точно так же кривая C_q , как и при регуляторах с продольными пружинами, направлена почти горизонтально и сильно неустойчива, так что число оборотов не может быть изменено помощью передвижного груза. Для его изменения служат



с установкой числа оборотов

Фиг. 268.



без установки числа оборотов

Фиг. 269.

пружинные весы, обыкновенно устроенные по фиг. 268, где весы, для сбережения места действуют между осью вращения и точкой вращения рычага. Конструкция подобных пружинных весов показана на фиг. 254, стр. 247, и 271, стр. 265. Для натяжения добавочной пружины большей частью служит винт с гаечной рукояткой.

Изображенная на фиг. 269 схема соответствует регулятору с рычагами под тупым углом, делающему $n = 250$ оборотов в минуту, и число оборотов которого при помощи пружинных весов может быть повышено на $+10\%$. Степень неравномерности составляет 8%, подъем муфты $s = 60$ мм. Затем в этом регуляторе

длина стержня $I IV = 110$ мм, $I II = 150$ мм,
 угол $IV I II = 121^\circ$, длина тяг $II III = 59$ мм,
 вес обоих вращающихся тел $P = 48$ кг,
 горизонтальный размах их $= 44$ мм,
 вес муфты $Q = 8$ кг.

Пружинные весы, как видно на фиг. 268, зацепляют по середине между осью вращения регулятора и точкой вращения регуляторного рычага, следовательно, они имеют ход $0,5 s = 30$ мм. При перестановке с наименьшего на наибольшее число оборотов добавочная пружина укорачивается на 100 мм.

Для определения требуемых размеров пружины прежде всего необходимо определить предельные значения центробежной силы для крайнего внутреннего и крайнего внешнего положений вращающихся тел. Установленный на наименьшее число оборотов, регулятор при указанной степени неравномерности дает

$$n_{\min} = 250 \text{ оборотов в среднем,}$$

$$n_{1\min} = 1,04 \cdot 250 = 260 \text{ оборотов при наивысшем и}$$

$$n_{2\min} = 0,96 \cdot 250 = 240 \text{ оборотов при наименьшем положении муфты.}$$

Поэтому соответствующие обоим последним значениям центробежные силы при радиальных расстояниях центра тяжести вращающихся тел от оси вращения соответственно в 0,132 и 0,088 м составляют

$$C_{1\min} = \left(\frac{260}{30}\right)^2 48 \cdot 0,132 = 476 \text{ кг; } C_{2\min} = \left(\frac{240}{30}\right)^2 48 \cdot 0,088 = 270 \text{ кг.}$$

При установке на увеличенное на 10% число оборотов, наоборот, получается

$$n_{\max} = 1,1 \cdot 250 = 275; n_{1\max} = 1,04 \cdot 275 = 286; n_{2\max} = 0,96 \cdot 275 = 264$$

и

$$C_{1\max} = (1,1)^2 \cdot 476 = 576 \text{ кг; } C_{2\max} = (1,1)^2 \cdot 270 = 327 \text{ кг.}$$

Значения $C_{1\min}$, $C_{2\min}$, $C_{1\max}$ и $C_{2\max}$ нанесены на фиг. 269 влево от оси вращения в масштабе сил 1 мм = 15 кг в виде отрезков bd , ae , bd' и ae' . Расстояние ee' соответствует значению C_r' , на которое возрастает центробежная сила вращающихся тел в предельном низшем положении муфты при перестановке числа оборотов от наибольшего до наименьшего при этом положении муфты. Поэтому, нанеся обратно тому, как C_r строится по данному Q , между вертикалью через k_1 и прямой $k_1 I$ горизонталь ee' , находим $k_1 I = 4 \text{ мм} = 4 \cdot 15 = 60 \text{ кг}$, и на эту именно величину при каждой установке должно возрастать натяжение добавочной пружины в направлении оси вращения. На оси пружинных весов, в виду передаточного отношения рычага, это увеличение должно составлять $2 \cdot 60 = 120 \text{ кг}$. При рассматриваемой установке добавочная пружина укорачивается на 100 мм. Так как при установке на наименьшее число оборотов при крайнем нижнем положении муфты натяжение этой пружины составляет нуль, а при крайнем верхнем положении она укорачивается на $0,5 \cdot s = 30 \text{ мм}$, то натяжение пружины при последнем положении составляет

$$120 \cdot \frac{30}{100} = 36 \text{ кг,}$$

а наибольшее натяжение (при наивысшем положении муфты и установке на наивысшее число оборотов) составляет

$$F_{1\max}' = 36 + 120 = 156 \text{ кг.}$$

По этим значениям и при среднем радиусе витка $r_r' = 3 \text{ см}$ при $k_s = 3000 \text{ кг/см}^2$ получается требуемая толщина проволоки добавочной пружины, согласно ур-нию (105) стр. 255,

$$\delta_r' = \sqrt[3]{\frac{156 \cdot 3}{0,2 \cdot 3000}} = 0,92 \text{ см,}$$

между тем как в выполненном регуляторе сделано $\delta_r' = 8,2 \text{ мм}$ соответственно $k_s = 4250 \text{ кг/см}^2$. Затем при $\Delta' = 10 + 3 = 13 \text{ см}$ и $F_{1\max}' - F_{2\min}' = 156 - 0$ получается требуемое число витков

$$m' = \frac{13 \cdot 0,82^4 \cdot 750000}{64 \cdot 3^3 \cdot 156} \approx 16,5.$$

Наконец, давая добавочной пружине при наибольшем натяжении длину в 180 мм, найдем, что в ненатянутом состоянии она должна иметь длину $180 + 100 + 30 = 310 \text{ мм}$.

Если от высшего положения точки III по горизонтальному направлению отложим, как показано на фиг. 269, вправо от хода муфты в вышеприведенном мас-

штабе сил последовательно $0,5 \cdot 36 = 18,8$ и $0,5 \cdot 120 = 60$ кг и проведем параллели am и $a'm'$, то эти отрезки, измеряемые горизонтально от оси вращения, выразят собой обуславливаемые весом муфты и натяжениями добавочной пружины нагрузки муфты в различных ее положениях по высоте при данном установленном числе оборотов. В этом случае можно построить значения $C'_1 + C_q$ подобно тому, как для изображенного на фиг. 269 толстыми линиями III III IV положения определено значение C_q по $Q = 40$ кг. На фиг. 269 влево от оси вращения нанесены соответствующие кривые ($C'_1 + C_q$) для наименьшего и наибольшего чисел оборотов.

Кривая C_q также может быть определена путем показанного на чертеже построения.

Наконец, для крайнего внутреннего положения вращающегося тела наименьшее натяжение каждой из двух поперечных пружин составляет

$$F_2 = 0,5 \cdot af = 125 \text{ кг}$$

и получается путем уменьшения ae' на соответствующее значение $C_p + C_q + C'_1$. Подобным же путем получается наибольшее натяжение этих пружин,

$$F_1 = 0,5 \cdot bg = 222 \text{ кг},$$

если значение bd' будет уменьшено на соответствующее значение $C_q + C'_1 - C_p$. Подставив оба эти значения в уравнении (105), находим, при $r_f = 4,6$ см, $k_a = 3000$ кг/см², $\Delta = 4,4$ см, требуемую толщину проволоки и требуемое число витков поперечных пружин:

$$\delta_f = \sqrt[3]{\frac{222 \cdot 4,6}{0,2 \cdot 3000}} = 1,2 \text{ см (в выполненном регуляторе 11 мм)},$$

$$m = \frac{4,4 \cdot 1,1^4 \cdot 750000}{64 \cdot 4,6^3} \cdot \frac{1}{222 - 125} \cong 8.$$

Что касается длины пружины, то при наибольшем натяжении 222 кг, для нее имеется в распоряжении длина в 170 мм. Таким образом, длина ненапрянутой пружины должна составлять

$$(170 + 44) + 125 \cdot \frac{44}{222 - 125} = 271 \text{ мм}.$$

Энергия регулятора при установке на наименьшее число оборотов вычисляется по соображениям на стр. 261 и составляет:

для крайнего внутреннего положения вращающихся тел, где $C = C_{\min} = 270$ кг, $c = 108$, $y = 110$ мм,

$$E_2 = 270 \cdot \frac{108}{110} \cong 265 \text{ кг};$$

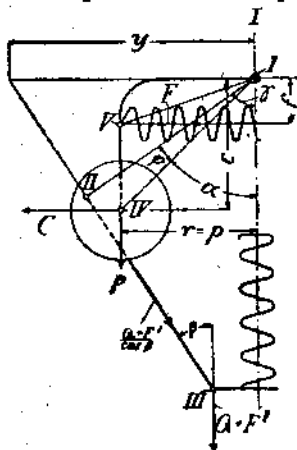
для крайнего внешнего положения вращающихся тел, где $C = C_{\max} = 476$ кг, $c = 108$, $y = 172$ мм,

$$E_1 = 476 \cdot \frac{108}{172} \cong 300 \text{ кг}.$$

При установке регулятора на наивысшее число оборотов энергия бывает в $(1,1)^2 = 1,21$ раза больше, нежели при установке на наименьшее число оборотов для того же положения.

2. Регулятор Толле Саксонского машино-строительного завода, б. Гартман в Хемнице.

Этот регулятор, по схематическому изображению на фиг. 270, снабжен кривошипным механизмом грузового регулятора того же завода, изображенного на фиг. 257, стр. 249. Но поперечные пружины зацепляются не непосредственно у вращающихся тел, а вне их. При этом, с одной стороны, теряется преимущество полной разгрузки шарнирного стержня от центробежной силы и



Фиг. 270.

натяжения пружины, но, с другой стороны, здесь могут быть применены растягивающиеся пружины, которые не так легко расцепляются, как сжимающиеся пружины прежних регуляторов, и лучше обеспечивают пропорциональность между натяжением пружины и ее удлинением. Помимо поперечных пружин, регулятор снабжен еще продольной пружиной, зацепляющей или за муфту, или же за регуляторный рычаг, подобно пружинным весам.

При правильной коленчатой форме маятниковых стержней кривая C_2 регулятора, как это указано при грузовых регуляторах, бывает сильно астатична, пока нагрузка муфты остается постоянной. При быстром же возрастании этой нагрузки в течение подъема муфты вследствие натяжения продольной пружины кривая $(C_2 + C_3)$ бывает сильно статична (F' — натяжение продольной пружины). Кривая C_2 поперечных пружин, если точки их сцепления V расположены вне прямой $I IV$, а натяжение пружины и угол φ достаточно велики, бывает неустойчива. Сложные кривые C_2 , C_3 и C_4 дают кривую C , которой может быть сообщено произвольное приближение к астатизму. При дальнейшем более сильном натяжении продольной пружины, равносильном прибавке постоянной нагрузки муфты, увеличивается число оборотов регулятора n без изменения его степени неравномерности. При более сильном натяжении поперечной пружины степень неравномерности уменьшается, а сопряженное с этим незначительное изменение числа оборотов может быть уравнено помощью продольной пружины.

Значения C_2 , C_3 и C_4 строятся по фиг. 258, стр. 237, а значения C строятся путем уменьшения натяжения F поперечной пружины в отношении $f:c$ (см. фиг. 270). Значение $\epsilon_r = 0,5\%$, s_r (см. ур-нию (87), стр. 241) $= \frac{1}{2} s$.

Устройство регулятора и главные части его показаны на фиг. 271.

В. Плоские регуляторы.

§ 131. Преимущества и недостатки, подразделение и оценка. Регуляторы, вращающиеся тела которых действуют на эксцентрики описанных в § 74, 88, 89 и 108 золотниковых и клапанных парораспределений, обладают тем преимуществом, что допускают весьма простое соединение с распределительным механизмом.

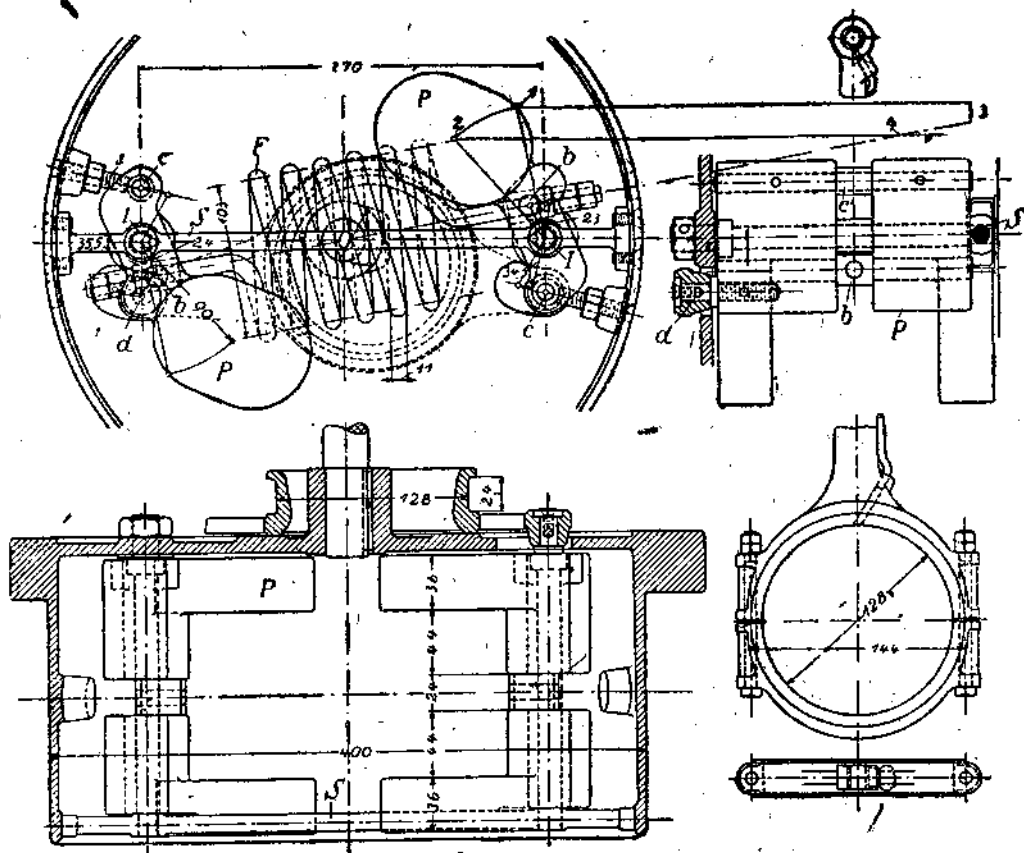
К недостаткам этих регуляторов можно отнести то, что регулируемые ими большей частью принудительные распределения часто создают весьма неблагоприятные условия открытия для поступающего пара при малых наполнениях, а также временами развивают переменной величины обратные давления на регулятор, которые стремятся вывести регулятор из его состояния равновесия (см. стр. 242). Подобные обратные давления при клапанных парораспределениях появляются преимущественно во время открывания и закрывания клапанов, хотя могут также происходить от неуничтоженных сил инерции масс, от неуравновешенных центробежных сил и т. д. Хотя собственное трение регулятора и частей парораспределительного механизма противодействует этим обратным давлениям, но это благоприятное влияние продолжается лишь до тех пор, пока оно является одновременно с этим обратным давлением; всякое же постоянно действующее трение безусловно вредно. Поворотные эксцентрики, по мнению Пралля, вполне удовлетворяют этому условию, так как они действуют подобно переключаемой чеке, а при некоторых обстоятельствах действуют автоматически запирающим образом.

Эксцентрикковые регуляторы при золотниковых парораспределениях обыкновенно сидят на главном валу, а при клапанных парораспределениях — на распределительном валу. Они подразделяются на регуляторы с маятниковыми и регуляторы с радиально-перемещающимися и вращающимися телами. При помощи соединенной с вращающимися телами особой, большей частью кольцеобразной, вращающейся массы, подобные регуляторы могут быть устроены в виде инерционных регуляторов. Поэтому в нижеследующих параграфах различаются обыкновенные плоские регуляторы (без инерционных масс) и инерционные регуляторы (с инерционными массами).

§ 132. Обыкновенные маятниковые плоские регуляторы. Они устраиваются с одной или двумя пружинами. При одной пружине, которая проходит через центр вала, регулятор должен сидеть на конце вала. При двух пружинах, лежащих

по обеим сторонам вала, это условие не требуется. Две пружины, в свою очередь, имеют тот недостаток, что они, под действием центробежной силы, выпучиваются.

Регулятор Зондермана в Хемнице (фиг. 272) отличается большой простотой. В нем совершенно отсутствуют заклиненные рычаги и тяги. Оба маятника *P*, из которых каждый разделен на две части только после просверления его, состоят из прилитого груза и рычага вполне одинакового вида по обе стороны его оси вращения. Следовательно, помимо центробежной силы прилитых грузов, никакие другие силы не появляются. Поворотные стержни *1* маятников одними своими концами прочно заделаны в задней стенке регуляторной коробки, а другими концами сидят в попе-



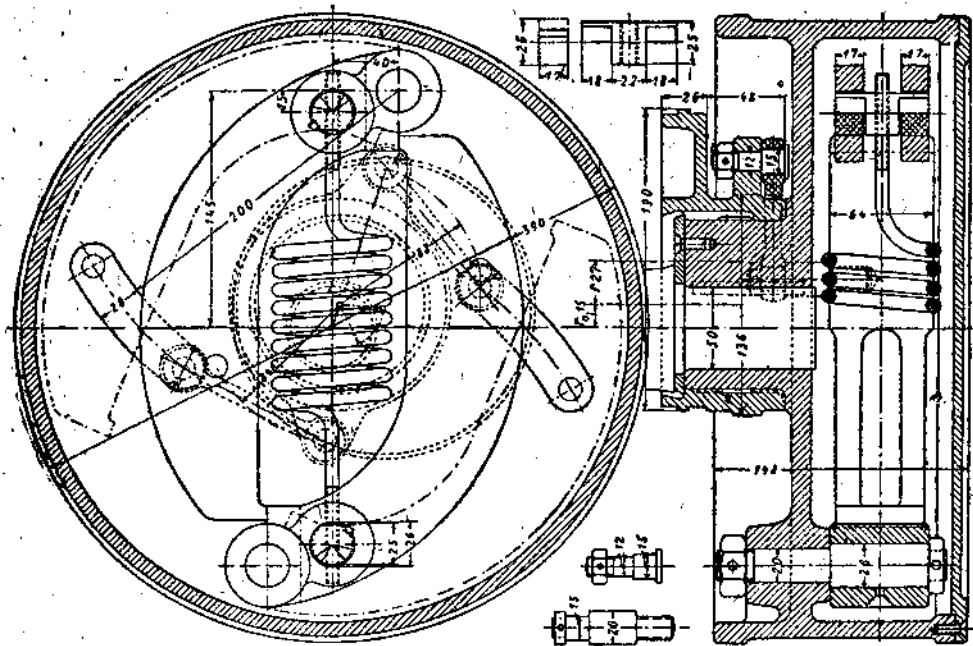
Фиг. 272.

речной тяге *S*. Спиральная пружина подвергается растяжению и концами своими проходит через стержни *b*, по середине своей длины имеющие вид втулок, и захваченные с обеих сторон половинками одного маятника. Для ограничения размаха маятников вовнутрь служат оба упорных винта *s*, в которые маятники упрутся стержнями *e*, *e'*. Снаружи размах маятников ограничивается ободом самой коробки. Регулятор зацепляет переставной эксцентрик стержнями *c*, *d* с разных сторон маятников, чем и вызывается параллельное движение по дугам круга точек сцепления с соответствующей перестановкой эксцентрика.

Фиг. 273 изображает часто применяемое в настоящее время устройство регулятора с одной пружиной конструкции машиностроительного завода акц. о-ва Христоф и Унмак в Ниски (близ Герлица). Пружина зацепляет за соответственно устроенные стальные стержни вращающихся грузов помощью стальных призм для уменьшения трения между ними. Вращающиеся грузы посредством других стержней, проходящих через стенку коробки регулятора, действуют на расположенную перед ними втулку поворотного эксцентрика. Вращающиеся грузы в одной половине снабжены полостями для возможности изменения веса маятника в модели регулятора.

Простейшее устройство обыкновенного маятникового плоского регулятора с двумя пружинами показано на фиг. 2, табл. 5, изображающей регулятор Динглерского машиностроительного завода в Цвейбрюкене. Для возможности применения той же модели для машин с разными числами оборотов в этом регуляторе вес вращающихся грузов может быть изменен путем закладывания свинцовых дисков. Эта фирма изготовляет свои регуляторы с приспособлением для перестановки числа оборотов во время хода машины.

В часто применяемом регуляторе Прэлла (фиг. 2, табл. 15) размах обоих вращающихся тел P передается втулками C поворотных эксцентриков с обеих сторон помощью тяг z , стержни d которых проходят сквозь боковые стенки коробки. Со стороны крышки имеются две тяги z , а со стороны кривошипа — только одна, так как соединение вращающихся тел по обеим сторонам при малейшей неточности сборки



Фиг. 273.

производило бы заедание и ущемление. Пружины F одними концами подвешены к проушинам a стержней II , а другими надеты на стержни b . Первые проходят через боковую стенку и со своими проушинами остаются неподвижны до тех пор, пока число оборотов не переставляется. Последние, наоборот, при размахе вращающихся тел помощью направляющей серьги l направляются по дуге круга вокруг цапфы c , причем они небольшими роликами r скользят по гладким спинкам вращающихся тел. Но движение роликов весьма незначительно, так как дуга круга вокруг центра c весьма мало отличается от дуги вокруг центра I .

При изменении числа оборотов во время хода машин ¹⁾ стержни II поворачиваются помощью рычагов v , тяг z и углового рычага w . Вертикальное плечо последнего зацепляет за вырез распределительного вала, в котором он может перемещаться при помощи стержня t и перестановочного приспособления. Поворачивание стержня II производит перемещение обеих проушин a для подвешивания пружин и стержней b таким образом, что увеличивается или уменьшается не только натяжение пружины, но и плечо его относительно точек вращения I вращающихся тел, хотя оба эти изменения происходят не в одинаковом отношении (см. § 137). Поэтому степень

¹⁾ При отсутствии приспособления для установления числа оборотов на ходу машины стержни II закрепляются в стенке камеры неподвижно, и для изменения числа оборотов они переставляются до остановки машины.

неравномерности регулятора при каждой установке числа оборотов до $\pm 10\%$ остается приблизительно постоянной.

Центр тяжести вращающихся тел P располагается почти на средней оси пружины. Таким образом, натяжение пружины и центробежная сила почти непосредственно противодействуют друг другу, и оси вращения вращающихся тел приблизительно разгружены.

Чрезвычайно простое приспособление для установления числа оборотов состоит из двух ручных маховичков на конце вала, из коих один сидит на снабженной винтовой резьбой втулке другого. Колеса обыкновенно вращаются вместе с валом и останавливаются руками. Поворачивание одного колеса относительно другого в том или другом направлении производит желаемое изменение числа оборотов. Колеса движутся на шариковых подшипниках, работающих только при действии перестановочного приспособления, а в остальное время выключенных, так что они не производят никакого трения.

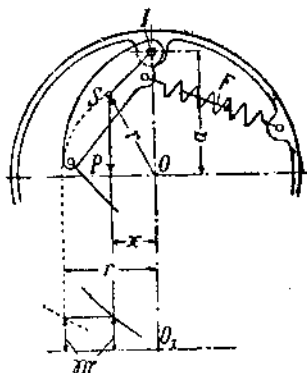
В регуляторе проф. Дэрфеля, изображенном на фиг. 2, табл. 9, оба вращающихся тела P при размахе помощью двойного плеча A поворачивают трубу B . От последней, как описано на стр. 219, движение передается поворотному эксцентрику E при помощи ведущего кривошипа k . Неподвижный основной эксцентрик E_0 со стороны кривошипа скреплен с регуляторной коробкой помощью боковой шайбы и вращается вместе с этой коробкой; со стороны крышки он заблинен на распределительном валу.

Для установления числа оборотов здесь так же, как и в регуляторе Дарфеля, хотя менее простым способом, изменяется не только натяжение пружины, но также и его рычажное плечо, хотя последнее — в меньшей степени, путем перемещения неподвижной точки (т. е. точки вращения) пружины (см. § 137). Для этой цели пружины своими концами *III* подвешиваются на двух небольших эксцентриках *x*, для поворачивания которых служат два небольших винтовых колеса *t*, приводимых в движение сидящими на валу *ш* червяками *в*. Этот вал приводится в движение помощью червячного привода *у* в ту или другую сторону, как только фрикционное колесо *р*, которое для увеличения ее упругости устроено разъемным по оси, прикоснется снаружи или внутри к плечу рычага *Н*, имеющему форму двойного фрикционного обода. Установка рычага *Н* легко производится помощью небольшого ручного колеса *h*, винтовой стержень которого для безопасности снабжен двумя пинками.

§ 133. Оценка и расчет обыкновенных маятниковых плоских регуляторов. Для оценки рассматриваемых регуляторов, по Толле, может служить кривая М. Момент центробежной силы произвольного вида маятника относительно точки вращения I , при нанесенных на фиг. 274 обозначениях и при угловой скорости ω или соответственно при числе оборотов n , составляет

$$\mathfrak{M} = \frac{P}{a} \omega^2 \cdot a \cdot x \simeq \left(\frac{n}{30} \right)^2 \cdot P \cdot a \cdot x. \quad (108)$$

Фиг. 274.



Если мы для целого ряда положений маятника под его центром тяжести S нанесем в виде ординат соответствующие моменты M , то получаемая при этом изображенная сплошной линией кривая M , подобно кривой C при муфтовых регуляторах, допускает оценку рассматриваемого регулятора. Проходящая через O_1 прямолинейная кривая M соответствует астазии регулятора; искривленная же линия при возрастающем угле вектора соответствует устойчивости, а при убывающем угле — неустойчивости регулятора. Расколоженная под сплошной кривой M площадь, наоборот, не изображает собой работоспособности регулятора; для получения площади, изображающей эту работоспособность, необходимо изнест значение M в виде ординаты, на расстоянии $r = OS$ от O_1 , как это изображено штриховой кривой на фиг. 274. Точно так же для изменения степени неравномерности здесь не потребуется смещать O_1 вправо или влево при сохранении кривой M , как это имеет место при муфтовых регуляторах; наоборот, если O_1 и OI будут отодвинуты от

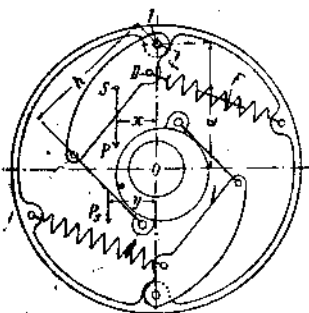
вращающихся грузов, то кривая M будет более устойчива, а при смещении их по противоположному направлению эта кривая будет менее устойчива.

При проектировании регулятора необходимо иметь в виду то обстоятельство, что число оборотов его n , согласно ур-нию (108), может быть изменено не только путем изменения веса вращающихся грузов P или расстояния x , но также и путем изменения расстояния a . Если при неизменной кривой M увеличим или уменьшим это расстояние путем отодвигания маятника вместе с зацепленной пружиной по направлению OI от O или путем приближения к O , то число оборотов регулятора возрастает или соответственно убывает сообразно приведенному ур-нию без изменения при этом степени неравномерности регулятора.

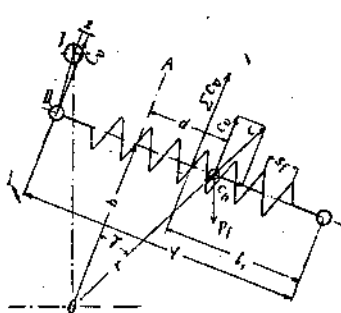
Моменты M проще всего определяются при помощи сил пружин F , вычисляемых в § 134.

При расчете рассматриваемых регуляторов необходимо учитывать не только массы маятников, но также и массы подвесных тяг и витков пружины, если только эти части по своему действию взаимно не уничтожаются ¹⁾ или сравнительно не велики относительно первых.

Момент центробежной силы одного произвольного вида маятника весом P , согласно ур-нию (108), составляет



Фиг. 275.



Фиг. 276.

$$M \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 P \cdot a \cdot x,$$

где a и x означают показанные на Фиг. 275 расстояния. Соответственно тот же момент для одной подвесной тяги весом P , с расстоянием y будет

$$M \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 P \cdot a \cdot y.$$

Действие, оказываемое на маятник центробежной силой витков пружины, может быть рассмотрено следующим образом.

Для расположенного на расстоянии r (Фиг. 276) от центра вала витка пружины весом p_f , центробежная сила составляет

$$c \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot r,$$

а составляющие этой силы, направленные по оси пружины и соответственно перпендикулярно к ней, будут соответственно

$$c_h = c \cdot \sin \gamma = c \frac{d}{r} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot d,$$

и

$$c_v = c \cdot \cos \gamma = c \frac{b}{r} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot b,$$

сила C_h при m_1 витках, расположенных вправо от OA , направлена одинаково с натяжением пружины F , а при расположенных влево m_2 витках она направлена в противоположную сторону. Для первой из них при ходе S_f получается

$$\sum c_h' = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot s \cdot (0,5 + 1,5 + \dots m_1 - 0,5) = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot s_f \cdot \frac{m_1^2}{2},$$

а для второй будет

$$\sum c_h = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot s_f \cdot \frac{m_2^2}{2}.$$

¹⁾ Как это имеет место относительно веса P вращающихся грузов и других частей маятников.

Обе они дают равнодействующую силу, направленную одинаково с F ,

$$C_k = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot p_f \cdot s_f \cdot \frac{|m_1^2 - m_2^2|}{2}.$$

Силы c , при числе витков $m = m_1 + m_2$ соединяются в среднюю силу

$$\sum c_s = \left(\frac{n}{30}\right)^2 m \cdot p_f \cdot b,$$

действующую на точку II маятника с силой

$$C_s = \sum c_s \cdot \frac{l_1}{l},$$

развивая относительно точки вращения I маятника момент

$$\mathfrak{M}_f = C_s \cdot z = \left(\frac{n}{30}\right)^2 m \cdot p_f \cdot b \cdot z \cdot \frac{l_1}{l},$$

где l , l_1 и z означают нанесенные на фиг. 276 плечи рычагов.

При принятии в расчет направления вращения отдельных моментов и обозначая через f плечо натяжения пружины F , получаем условие равновесия

$$(F + C_k) f = \mathfrak{M} + \mathfrak{M}_\pm \pm \mathfrak{M}_f,$$

где $+$ или $-$ для момента $\mathfrak{M}_f$ принимается в зависимости от направления вращения этого момента, одинакового или противоположного $\mathfrak{M}$. Подставив отдельные значения членов в последнее уравнение, получаем натяжение пружины

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left[\frac{a}{f} (P \cdot x + P_s \cdot y) \pm m \cdot p_f \cdot \frac{b}{f} z \cdot \frac{l_1}{l} - 0,5 p_f \cdot s_f (m_1^2 - m_2^2) \right] \quad (109)$$

где x , y , z и s_f выражены в метрах.

В регуляторе Прямля (фиг. 2, табл. 15) натяжение пружины вместе с действующей по направлению серьги l силой образует давление, с которым ролики r действуют на их вращающиеся грузы. Так как момент этого направленного перпендикулярно пути роликов давления относительно точки I имеет одинаковую величину, как и относительно точки x , в которой ось серьги пересекает проведенную через I перпендикулярно пути роликов прямую, а следовательно, момент давления серьги относительно этой точки равен нулю, то момент давления на путь ролика относительно точки I просто вычисляется путем умножения натяжения пружины на его расстояние от точки x .

При регуляторах с одной только пружиной, проходящей через центр вала, центробежная сила витков пружины направлена по оси пружины, а следовательно C_s равно нулю, и

$$C_k = \left(\frac{n}{30}\right)^2 p_f \cdot \frac{s_f}{2} \cdot m^2,$$

где m теперь означает число витков половины пружины. Так как здесь C_k направлена против F , то получается

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left[\frac{a}{f} (P \cdot x + P_s \cdot y) + 0,5 \cdot p_f \cdot s_f \cdot m^2 \right]. \quad (110)$$

Для расчета пружин опять могут служить приведенные на стр. 255 ур-ния. Энергия рассматриваемого регулятора, измеряемая по оси пружины, для каждого маятника составляет

$$E = F \cdot h, \quad (111)$$

так как для поддерживания раздвинутых маятников уравновешенного регулятора требуется только преодолеть силу пружины. Наконец, по направлению подвесных тяг развивается переставляющая сила

$$W = (\varepsilon - \varepsilon_s) E \cdot \frac{f}{h}, \quad (112)$$

где h — рычажное плечо этих тяг относительно точки вращения I (фиг. 275). Относительно значений ε и ε_s см. стр. 243.

§ 134. Примеры для расчета обыкновенных маятниковых плоских регуляторов.

1. При регуляторе Зондермана по фиг. 272, стр. 267, для среднего числа оборотов $n = 100$ и степени неравномерности $\delta_r = 4\%$ наибольшее и наименьшее числа оборотов составляют

$$n_1 = 300 (1 + 0,5 \cdot 0,04) = 306; \quad n_2 = 300 (1 - 0,5 \cdot 0,04) = 294.$$

Вес одного вращающегося груза составляет $P = 3,75$ кг. Действием обоих маятниковых стержней, в виду одинакового их устройства, можно пренебречь, точно так же можно пренебречь небольшой только центробежной силой витков пружины. Поэтому по уравнению (110), опуская остальные значения, находим натяжения пружины

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot P \cdot a \frac{x}{f}.$$

Значение $a \frac{x}{f}$ для внутреннего и наружного положений вращающихся грузов по фиг. 272, на которой их центры тяжести при этих положениях обозначены через 1 и 2, просто определяются путем проведения через эти точки прямых, параллельных OI . Тогда получается

$$a \frac{x_1}{f_1} = 0 - 3 = 0,5 \text{ м} \quad \text{и} \quad a \frac{x_2}{f_2} = 0 - 4 = 0,38 \text{ м},$$

следовательно, находим

$$F_1 = \left(\frac{306}{30}\right)^2 \cdot 3,75 \cdot 0,5 = 195 \text{ кг}; \quad F_2 = \left(\frac{294}{30}\right)^2 \cdot 3,75 \cdot 0,38 = 136,5 \text{ кг}.$$

Придав пружине средний радиус витка $r_f = 5,15$ см, находим по ур-нию (105), стр. 255, для $k_a = 3000$ кг/см² потребную толщину проволоки

$$\delta_f = \sqrt[3]{\frac{195 \cdot 5,15}{0,2 \cdot 3000}} = 1,2 \text{ см (в исполненном 11 мм)},$$

при числе витков (принимая приращение длины пружины между предельными ее положениями в $\Delta = 2 \cdot 1,26 = 2,52$ см и $G = 750000$ кг/см²)

$$m = \frac{2,52 \cdot 1,1^4 \cdot 750000}{64 \cdot 5,15^3} \cdot \frac{1}{195 - 136,5} \cong 5,5.$$

Энергия регулятора по оси пружины равна удвоенному натяжению пружины. Но эксцентрик зацепляет на плече рычага в 34,5 мм относительно точки I . Так как затем плечо пружины относительно указанной точки для предельных положений составляет $f = 23$ мм, то энергия у эксцентрика составляет: для наружного положения вращающихся тел

$$E_1 = 2 \cdot 195 \cdot \frac{23}{34,5} \cong 260 \text{ кг},$$

а для внутреннего

$$E_2 = 2 \cdot 136,5 \cdot \frac{23}{34,5} \cong 182 \text{ кг}.$$

Таким образом, согласно стр. 255, при значении $\varepsilon - \varepsilon_r = 0,02$ регулятор при наружном положении вращающихся масс развивает переставляющую силу

$$W_1 = 0,02 \cdot 260 = 5,2 \text{ кг},$$

а при внутреннем положении

$$W_2 = 0,02 \cdot 182 \cong 3,6 \text{ кг}.$$

2. Изображенный на фиг. 2, табл. 5, регулятор Динглерского машиностроительного завода в Цвейбрюгене по данным фирмы делает в среднем $n = 179$ оборотов в минуту. Если полезная перестановочная сила его подвесных тяг при внутреннем положении вращающихся грузов и при степени нечувствительности $\varepsilon - \varepsilon_r = 0,02$

должна составлять $W_2 = 1,5 \text{ кг}$, то, так как по чертежу отношение плеч рычага составляет $\frac{f_2}{h_2} \cong \frac{1}{7}$, его энергия по оси пружины и такой же величины натяжение пружин, согласно ур-нию (112), стр. 271, должна составлять

$$F_2 = E_2 = \frac{1,5}{0,02} \cdot 7 = 525 \text{ кг.}$$

Затем свободно вращающийся регулятор вращается, при степени неравномерности $\delta_r = 0,04$ при внутреннем положении маятников, со скоростью

$$n_2 = 0,98 \cdot 179 \cong 175,$$

а при внешнем положении маятников—со скоростью

$$n_1 = 1,02 \cdot 179 \cong 183$$

оборотов в минуту.

Принимая сперва во внимание только центробежную силу маятников (с соединительными болтами и проушинами), находим из ур-ния

$$F_2 \cong \left(\frac{n_2}{30}\right)^2 \cdot P \cdot a \frac{x_2}{f_2},$$

при $x_2 = 0,105$, $f_2 = 0,06$ и $a = 0,37 \text{ м}$, потребный вес маятника с вышеприведенным значением F_2

$$P = 525 \left(\frac{30}{175}\right)^2 \cdot \frac{0,06}{0,37 \cdot 0,105} \cong 24 \text{ кг},$$

а из ур-ния

$$F_1 \cong \left(\frac{n_1}{30}\right)^2 P \cdot a \frac{x_1}{f_1},$$

при $x_1 = 0,1675$, $f_1 = 0,0675 \text{ м}$ ¹⁾, находим наибольшее натяжение пружины (при внешнем положении маятников)

$$F_1 = \left(\frac{183}{30}\right)^2 \cdot 24 \cdot 0,37 \cdot \frac{0,1675}{0,0675} = 820 \text{ кг.}$$

Средний радиус витков пружины составляет $r_r = 5 \text{ см}$, и отсюда по ур-нию (105), стр. 272, для $k_d = 3000 \text{ кг/см}^2$ получается требуемая толщина пружины

$$\delta_r = \sqrt[3]{\frac{820 \cdot 5}{0,2 \cdot 3000}} \cong 1,9 \text{ см} = 19 \text{ мм},$$

а работающей число витков для $G = 750\,000 \text{ кг/см}^2$, и удлинения пружины между предельными положениями маятников $\Delta = 2,6 \text{ см}$ составляет

$$m = \frac{2,6 \cdot 1,9^4 \cdot 750\,000}{64 \cdot 5^4} \cdot \frac{1}{820 - 525} = 10,7.$$

Наибольшее удлинение и ход (спирали) пружин при внешнем положении вращающихся грузов составляет

$$\Delta_1 = 2,6 \cdot \frac{820}{820 - 525} \cong 7,2 \text{ см}; \quad s_{r1} = 1,9 + \frac{7,2}{10,7} = 2,57 \text{ см},$$

а наименьшее при внутреннем положении

$$\Delta_2 = 7,2 - 2,6 = 4,6 \text{ см}; \quad s_{r2} = 1,9 + \frac{4,6}{10,7} = 2,33 \text{ см}.$$

¹⁾ На фиг. 2, табл. 5, размеры x_2 , y_2 , z_2 и т. д. нанесены только для внутреннего, но не для внешнего положения.

Более точные значения для натяжений пружины получаются по ур-нию (109), стр. 271, если прием

вес одной подвесной тяги $P_1 = 0,8 \text{ кг}$,

вес одного витка пружины $p_1 = 0,7 \text{ кг}$,

и также для внешнего положения маятников

$$y_1 = 0,13 \text{ м}, \quad z_1 = 0,$$

а для внутреннего положения

$$y_2 = 0,08, \quad b_2 = 0,245, \quad z_2 = 0,025 \text{ м}, \quad \frac{l_1}{l} \cong \frac{1}{2}$$

и допустим, что из $m = 13$ витков пружины в первом положении от OA вправо располагается $m_1 = 8,5$ витков, а слева $m_2 = 3,5$ витка (фиг. 276, стр. 271), а во втором положении $m_1 = 9$ и $m_2 = 4$. Тогда получается

$$F_1 = \left(\frac{183}{30}\right)^2 \left[\frac{0,37}{0,0675} (24 \cdot 0,1675 + 0,8 \cdot 0,13) - 0,5 \cdot 0,7 \cdot 0,0257 \cdot 60 \right] \cong 821 \text{ кг}$$

и

$$F_2 = \left(\frac{175}{30}\right)^2 \left[\frac{0,37}{0,06} (24 \cdot 0,105 + 0,8 \cdot 0,08) - 13 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,245}{0,08} \cdot 0,025 \cdot \frac{1}{2} - 0,5 \cdot 0,7 \cdot 0,0233 \cdot 65 \right] \cong 510 \text{ кг},$$

а также рабочее (пружинящее) число витков

$$m = 10,7 \cdot \frac{820 - 525}{821 - 510} \cong 10,2.$$

§ 135. Обыкновенные плоские регуляторы с радиально направляемыми грузами. В этих регуляторах сила пружины действует как раз противоположно центробежной силе вращающихся грузов. Вследствие этого они не имеют никаких нагруженных силами пружины осей и шарниров, а это обстоятельство влечет за собой уменьшение собственного трения. Наиболее известная конструкция этих регуляторов — это конструкция Странда в Берлине (фиг. 277).

Оба вращающихся тела P и находящиеся в них пружины F расположены друг против друга радиально. Для направления вращающихся тел служат стенки коробки. Эксцентрик прикреплен к одному из обоих вращающихся тел P , образуя, таким образом, с ним одно целое. Этим не только чрезвычайно просто уравновешиваются центробежные силы эксцентрика, то также центр эксцентрика получает точно прямолинейное направление. Для достижения одинаковых размахов обоих вращающихся тел они связаны между собой двумя стержнями Z с крутой правой и левой винтовой резьбой. Гайки M этих винтов изготовлены из фосфористой бронзы. Стержни, вращающиеся между двумя установочными винтами s , обладают свойством самоторможения, и их трение препятствует противодействию парораспределения на регулятор.

На фиг. 4, табл. 4, изображена конструкция соответствующего регулятора Маллера в Бракведе (Вестфалия), в котором радиально расходящиеся вращающиеся грузы действуют на поворотный эксцентрик однозолотникового парораспределения (см. стр. 150). Фиг. 2, табл. 17, изображает тот же регулятор в применении к клапанному парораспределению, причем плечи рычагов для подвесных тяг со стороны кривошипа сделаны короче, нежели со стороны крышки; таким путем поворотному эксцентрику первой придан больший угол улона (см. стр. 219) с целью уравнивания наполнений по обоим сторонам поршня.

Так же, как и конструкция, расчет рассматриваемого регулятора чрезвычайно прост. Натяжение пружины F здесь равно сумме центробежных сил C и C_1 одного вращающегося груза и одной пружины, т. е. здесь получается

$$F = C + C_1$$

Подставив сюда

$$C \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 P \cdot r \quad \text{и} \quad C_f \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 m p_f \left(b + s_f \frac{m}{2}\right),$$

где m — число витков пружины,

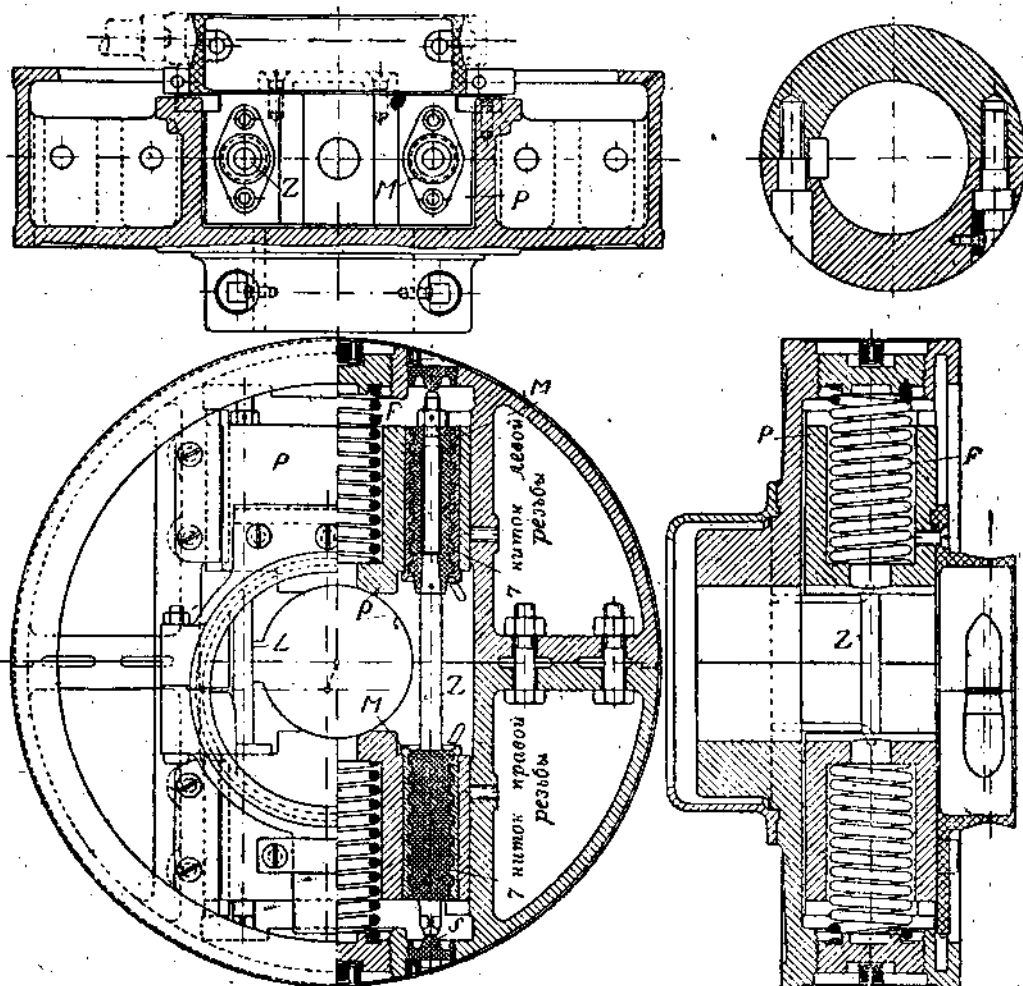
s_f — ход витков пружины,

p_f — вес одного витка пружины,

b — радиальное расстояние крайнего внутреннего витка,

находим

$$F = C + C_f = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left[P \cdot r + 0,5 m \cdot p_f (2b + s_f \cdot m) \right]. \quad (113)$$



Фиг. 277. Плоский регулятор Странда Нейтцкого машиностр. акц. о-ва.

§ 136. Инерционные регуляторы. Эти регуляторы, помимо вращающихся тел, снабжаются еще особой вращающейся массой ¹⁾, которая при изменении состояния нагрузки машины или скорости регуляторного вала вследствие своей инерции стремится усилить или ослабить центробежную силу вращающихся тел и в том же направлении действовать на перестановку эксцентрика. С этим прежде всего связано то удобство, что регулирование происходит значительно быстрее, при-

¹⁾ При некоторых условиях вращающиеся тела могут действовать, как инерционные массы. См. Dr. K. Proell, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, стр. 1339.

чем инерционная масса (как мы впредь будем называть эту добавочную вращающуюся массу) вступает в полное свое действие раньше заметного изменения скорости. Затем, вследствие инерционной массы, регулятор становится более статическим; кривая C сильнее подымается, и степень неравномерности сильнее возрастает. Поэтому инерционные регуляторы допускают применение вполне астатического или даже неустойчивого регулятора (без инерционной массы), число оборотов которого при полной нагрузке может быть больше, нежели при холостом ходе без ущерба устойчивости регулирования (при включенной инерционной массе). Это обстоятельство имеет довольно важное значение в том отношении, что оно уничтожает некоторые неточности выполнения регулятора, которые в других случаях при слишком большом приближении к астазии могли бы повлечь за собой положение неустойчивого равновесия. Наконец, усиление регулирующего действия при помощи инерционной массы допускает предположение о возможности выбора соответственно меньшей работоспособности регулятора. Но это предположение допустимо в ограниченной только степени. На основании опытов, слишком сильное уменьшение работоспособности регулятора, с переоценкой действия инерционной массы, оказывается рискованным.

При всех указанных преимуществах инерционных регуляторов имеют тот недостаток, что инерционная масса усложняет конструкцию, удорожает изготовление и увеличивает давление на оси. Кроме того инерционные регуляторы обладают тем недостатком, что инерционная масса большей частью поддерживает действие центробежной силы маятников только при больших и внезапных изменениях нагрузки, совершенно не действуя при слабых и постепенных изменениях. Поэтому при осторожном пускании в ход машин с подобными регуляторами легко происходит заметное превышение числа оборотов, так как регулятор, при пускании стоящий на наибольшем наполнении, не выходит из своего начального положения, а увлекается машиной. Наконец, увеличенные массы инерционных регуляторов при небольших наполнениях часто производят перерегулирование, для предупреждения которого необходимо устройство жидких сопротивлений (масляных тормозов), которые в свою очередь, однако, понижают чувствительность регулятора.

Поэтому инерционные регуляторы находят себе применение, главным образом, при машинах с сильными и внезапными колебаниями нагрузки. Впрочем, в настоящее время практика склоняется к тому взгляду, что крупных размеров регуляторы небольшой чувствительности без инерционных масс должны предпочитаться слабым регуляторам большой чувствительности и с тяжелыми инерционными массами. Только у тех регуляторов, которые при большой чувствительности ($\epsilon < \delta$, см. стр. 242) дрожат при каждом обороте, инерционная масса при благоприятных условиях может повести к лучшему регулированию, так как действие инерции инерционной массы тогда содействует перестановочной силе, развиваемой регулятором при каждом дергании, приводя его скорее в новое положение равновесия без производства перерегулирования.

Инерционные регуляторы, как и обыкновенные плоские регуляторы, снабжаются или маятниками, или радиально направляемыми вращающимися телами.

Между маятниковыми инерционными регуляторами наиболее известен регулятор Лентца.

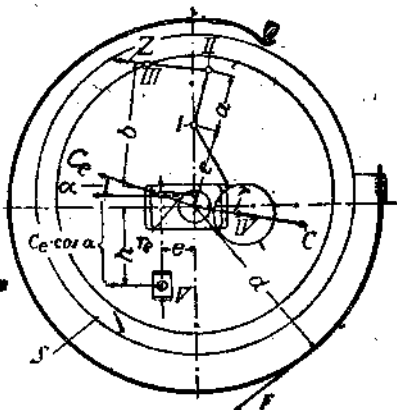
Регулятор снабжен цилиндрически или спирально согнутой плоской пружиной. По сравнению с применяемыми в большинстве случаев спиральными пружинами эти пружины имеют преимущества не только более простого изготовления, меньшего требуемого им места и более удобного натяжения, но также и развиваемой ею меньшей центробежной силы. Сам по себе регулятор по фиг. 7, табл. 14, снабжен свободно сидящим на валу вращающимся кольцом S , служащим коробкой и инерционной массой. С обеих сторон кольцо переходит во втулкообразные удлинения B, B' , в концевых дисках которых α расположены вставленные в четырехгранные кулисные камни x стержни b для перестановки впускных эксцентриков (см. стр. 216). неподвижно на валу закреплено двойное плечо A , в котором расположены поворотные стержни I обоих маятников P , и с одной стороны также опорная точка пружины F и штифт T для перестановки числа оборотов. С вращающимся инерционным кольцом маятники соединены помощью обеих коротких двойных тяг или планов z . Наконец, пружина закреплена на коробке при p и путем

выключения большего или меньшего ее конца она здесь может регулироваться по своей длине.

При пускании в ход машины, когда маятники занимают свое крайнее внутреннее положение, вращающееся кольцо сперва увлекается пружиной. Но тотчас по отклонении маятников кольцо отдавливается назад, пружина натягивается, и регулятор переставляет распределительный механизм на соответствующее скорости машины наполнение. В состоянии равновесия центробежные силы маятников уравновешивают натяжение пружины и центробежные силы эксцентров, так что вращающееся кольцо свободно висит между маятниками и пружиной. Если скорость вала вследствие увеличения нагрузки уменьшается, то вращающееся кольцо опережает вал относительно опоры *A*, так как вследствие инерции оно сперва стремится сохранять прежнюю свою скорость; вследствие этого оно надавливает маятники вовнутрь, устанавливая парораспределение на большее наполнение. При возрастании скорости вала происходят обратные явления, и инерция вращающегося кольца при этом поддерживает действие центробежной силы маятников.

Для изменения числа оборотов, а также для его последующего урегулирования в регуляторе Лентца, как уже упомянуто выше, служит штифт *T*. Чем дальше он радиально выдвинут наружу, тем больше получается та часть натяжения пружины, которая при нижеприведенных вычислениях названа добавочным натяжением (или подтягиванием). Этот штифт внутренним своим концом покоится в наклонно поднимающемся пазу стержня *M* внутри полого вала. При помощи снабженного винтовой резьбой и ручным колесом шпинделя *m* последний стержень может быть подвинут вперед или оттянут назад, производя, таким образом, радиальное перемещение штифта.

Расчет регулятора по данным его изобретателя производится следующим образом. На вращающемся кольце *S* моменту, развиваемому центробежной силой *C* обоих вращающихся тел, противодействуют моменты натяжения пружины *F* и центробежных сил эксцентров *C_e*. Центробежная



Фиг. 278.

сила *C*, по фиг. 278, вызывает в точке *II* силу $Z = C \frac{c}{a}$; действующую по направлению соединительных тяг *II*, *III* и дающую относительно центра вала момент

$$C \frac{c}{a} b = \left(\frac{n}{30} \right)^2 P \frac{c}{a} b \cdot r,$$

где *P* означает вес обоих вращающихся тел. Соответствующий момент *F* составляет $F \cdot d$. Из центробежной силы *C_e* эксцентрика принимается в расчет только составляющая $C_e \cdot \cos \alpha$, идущая по направлению перестановки (кривой вершин) эксцентрика. Эта составляющая приложена к кольцу *S* в точке *V* и имеет момент относительно центра вала

$$C_e \cdot \cos \alpha \cdot h = \left(\frac{n}{30} \right)^2 P_e \cdot \cos \alpha \cdot h \cdot r_e = \left(\frac{n}{30} \right)^2 P_e \cdot e \cdot h,$$

где *P_e* — вес обоих впусенных эксцентров (со стороны крышки и кривошипа). Приравняв между собой моменты по направлению их вращения, находим:

$$\left(\frac{n}{30} \right)^2 P \frac{c}{a} b \cdot r = F \cdot d + \left(\frac{n}{30} \right)^2 P_e \cdot e \cdot h,$$

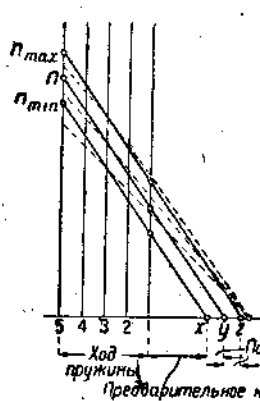
а для требуемого натяжения пружины находим значение

$$F = \left(\frac{n}{30} \right)^2 (P \cdot k_1 - P_e \cdot k_2),$$

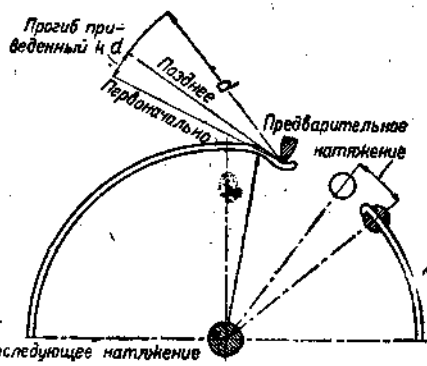
где

$$k_1 = \frac{c}{a} \cdot \frac{b}{d} \cdot r \quad \text{и} \quad k_2 = \frac{h \cdot e}{d}.$$

Взявши по чертежу регулятора относящиеся сюда значения плеч рычагов a, b, c и т. д., определяют значение коэффициентов k_1 и k_2 для целого ряда положений вращающихся тел. По полученным значениям затем определяют значение натяжения пружины F , а именно для среднего, наибольшего и наименьшего чисел оборотов n , $n_{\max}$ и $n_{\min}$, на которые регулятор должен устанавливаться. Нанесенные в виде ординат значения F для абсцисс, выражающих ход пружины, дают три астигмических кривых



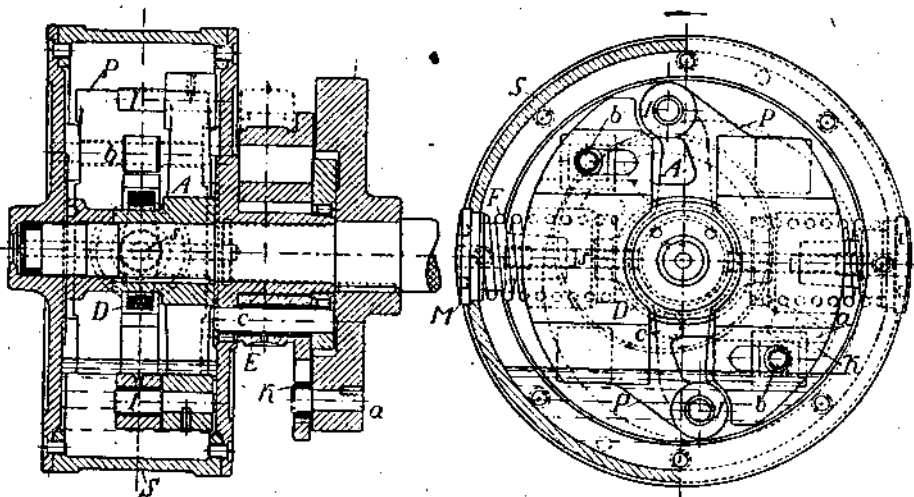
Фиг. 279.



Фиг. 280.

при среднем числе оборотов. Предварительное натяжение должно быть сообщено пружине при ее закладке, а дополнительное натяжение достигается при помощи штифта T показанным на фиг. 280 способом.

Необходимо иметь в виду, что при регуляторах Лентца установление числа оборотов производится только путем изменения натяжения пружины и что вследствие этого степень неравномерности при устанавливании регулятора не остается постоянной. Этот способ перестановки числа оборотов выбран Лентцом вследствие его простоты в конструктивном отношении и малого значения, которое в настоящее время при- дается постоянной степени неравномерности.



Фиг. 281.

В регуляторе Яна (фиг. 281), изготовление которого привилегировано заводом «Общество регуляторов Яна» в Оффенбахе, коробка S регулятора служит вращающимся кольцом и инерционной массой. Коробка сидит на валу свободно и на цапфе c несет эксцентрик E , который при своей перестановке направляется ползуном k в цапфе a . Линия перестановки приблизительно представляет собой прямую линию.

Оба вращающихся тела P при своем размахе вращаются вокруг цапф I заклиненного на валу двойного плеча A и при помощи снабженных по концам квадратными насадками стержней b передают свое движение вращающемуся кольцу. Размаху противодействуют пружины F , упирающиеся внутри о вращающиеся тела, а снаружи о две гайки M в коробке. Винтовые стержни s для натяжения пружин внутри закреплены в кольце D .

В состоянии равновесия машины кольцо свободно висит между пружинами F и стержнями b ; при изменении скорости действие регулятора происходит вышеописанным образом.

Маятниками с радиальным перемещением снабжен очень распространенный плоский регулятор системы Мюллера (изготавливаемый фирмой Штейнле и Гартунг, Бведдинбург). Служащая и здесь инерционной массой свободно вращающаяся на валу коробка A , по фиг. 3, табл. 18, увлекается обоими вращающимися грузами P , которые помощью патентованной лемнискоидо-прямолинейной направляющей соединены с неподвижно заклиненной на валу частью K , а также и накладными планками K . Относительная перестановка, сообщаемая камере вращающимися грузами при отклонениях (вовнутрь и наружу) относительно части K и поддерживаемая собственной инерцией, передается посредством установочной трубы B стержню b , а от него помощью накладных планок c к эксцентрику E (см. стр. 219).

Регулятор изготавливается без приспособления для перестановки числа оборотов (верхняя половина бокового вида) и с приспособлением для перестановки (нижняя половина бокового вида). Это приспособление также состоит из двух вращающихся вместе ручных колес, которые для перестановки задерживаются и взаимно поворачиваются. Связанное с этим продольное перемещение помощью тяги в пустотелом валу передается шариковому подшипнику, а от него одному плечу двух уложенных внутри коробки коленчатых (угловых) рычагов w , другие плечи которых служат упорами для пружин. Таким образом, перестановка производит изменение натяжения пружин. При изменении числа n на $\pm 5\%$ степень неравномерности колеблется на $\sim 2,5\%$.

§ 137. Перестановка числа оборотов в плоских регуляторах ¹⁾. Пренебрегая всеми побочными силами, можно сказать, что во всяком маятниковом плоском регуляторе момент силы пружины относительно точки вращения маятника уравновешивается моментом центробежной силы последнего, так что по § 133, согласно фиг. 275, стр. 270, получается

$$F \cdot f = M \cong \left(\frac{n}{30} \right)^2 \cdot P \cdot a \cdot x,$$

откуда

$$F = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \cdot P \cdot \frac{ax}{f}. \quad (114)$$

Согласно этому ур-нию, чисто математически изменение числа оборотов плоского регулятора может быть произведено или путем изменения натяжения пружины F в том же направлении, или же путем обратного изменения выражения $\frac{ax}{f}$.

1. Перестановка числа n путем изменения одной только силы пружины. При обыкновенном добавочном подтягивании пружины схема регулятора остается неизменной для всех установок оборотов, и из ур-ния (114) в виде

$$F = k \cdot n^2, \text{ где } k = \frac{P}{900} \cdot \frac{ax}{f}$$

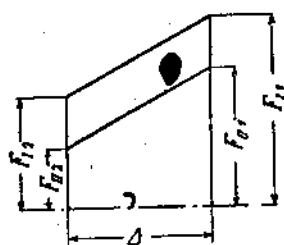
в связи с уравнением (86), стр. 240, при $\delta = 0,5 \delta$, для наибольшего и соответственно наименьшего натяжения пружины при наружном и соответственно внутреннем положении маятника (показатели 1 и 2) получается:

$$F_1 = k_1 n_1^2 = k_1 (1 + \delta)^2 n^2; \quad F_2 = k_2 n_2^2 = k_2 (1 - \delta)^2 n^2.$$

При установке на наибольшее и наименьшее число оборотов (показатели I и II) со средним числом оборотов n_1 и соответственно n_{II} и степенью неравномерности δ_1

¹⁾ По R. Kaiser'y, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1911, стр. 254.

и соответственно δ_{II} эти натяжения, в виду постоянных значений k_1 и k_2 для всех установок, составят:



Фиг. 282.

$$F_1 = k_1 (1 + \delta_1)^2 n_1^2; \quad F_2 = k_2 (1 - \delta_1)^2 n_1^2$$

$$F_{II} = k_1 (1 + \delta_{II})^2 n_{II}^2; \quad F_{II} = k_2 (1 - \delta_{II})^2 n_{II}^2.$$

Путем одного только изменения натяжения пружины наклон характеристики пружины не изменяется, так что по фиг. 282, на которой Δ означает удлинение пружины при размахе маятника между его предельными положениями, получается

$$F_1 - F_2 = F_{II} - F_{II},$$

или, подставив вышенайденные значения, находим

$$(k_1 - k_2) [n_1^2 (1 + \delta_1^2) - n_{II}^2 (1 + \delta_{II}^2)] = 2(k_1 + k_2) (n_{II}^2 \cdot \delta_{II} - n_1^2 \cdot \delta_1).$$

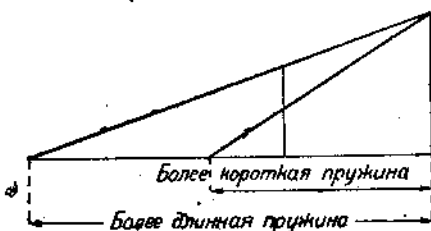
Так как $n_1 > n_{II}$ и $k_1 > k_2$, то при пренебрежении очень малыми величинами δ_1^2 и δ_{II}^2 все величины в скобках должны иметь положительные значения, откуда следует:

$$n_{II}^2 \cdot \delta_{II} > n_1^2 \cdot \delta_1 \quad \text{или} \quad \frac{\delta_{II}}{\delta_1} > \frac{n_1^2}{n_{II}^2},$$

т. е. степень неравномерности убывает быстрее возрастания квадратов чисел оборотов. Например, при $n_1 = 2n_{II}$ степень неравномерности при установке на наивысшее число оборотов меньше $1/4$ ее значения при установке на наименьшее число оборотов.

Поэтому одно только добавочное подтягивание, в конструктивном отношении выполняемое весьма просто и применяемое в большей части регуляторов, рекомендуется только для небольших перестановок (большой частью в $\pm 5\%$), когда желательно избегать разниц между δ_1 и δ_{II} больше 3%. При этом рекомендуется принимать коэффициент $k_1 = 1,2 k_2$ при $\delta_1 = \pm 0,02$.

Путем прикрытия или укорочения пружины изменяется процесс натяжения пружины в течение размаха маятников; при более короткой пружине натяжение возрастает быстрее, и наклон характеристики пружины (фиг. 283) бывает больше, нежели при более длинной. Путем соответственного выбора закона изменения свободной длины пружины, в связи с добавочным подтягиванием пружины, может быть достигнута постоянная степень неравномерности, если этому придается особое значение. Относительно этого закона, вида характеристики пружины, а также и расчета пружины можно указать на работы Kaiser'a ¹⁾ и Freytag'a ²⁾. Лентц Мюллер и Странд при конструировании регуляторов с приблизительно одинаковой степенью неравномерности для всех установок чисел оборотов применяли оба эти средства (покрытие и добавочное подтягивание пружины).



Фиг. 283.

2. Перестановка числа n путем изменения значения $\frac{x}{f}$. Из приводимых здесь возможностей нашли себе практическое применение: изменение плеча рычага пружины f и действующее в том же направлении смещение оси пружины или точки сцепления пружины, и оба эти средства в связи с добавочным подтягиванием пружины (см. регуляторы Прэлла и Дарфеля в § 132).

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1911, 254.

²⁾ То же, 1902, стр. 1927.

Для простейшего случая, когда плечо рычага пружины изменяется только с перестановкой числа оборотов, а не в течение размаха маятников, из уравнения (114) в виде

$$F = \frac{k}{f} n^2,$$

где

$$k = \frac{P}{900} \cdot a \cdot x,$$

для наибольшего и наименьшего натяжений пружины во внешнем и соответственно внутреннем положении маятников при среднем числе оборотов n получается:

$$F_1 = (1 + \delta)^2 \frac{k_1}{f}, \quad F_2 = (1 - \delta)^2 \frac{k_2}{f}.$$

Для той же степени неравномерности δ эти натяжения при установке на наивысшее и соответственно наименьшее числа оборотов (показатели I и II), т. е. при среднем числе оборотов n_1 и соответственно n_{II} и плечах пружины f_1 и соответственно f_{II} , в виду неизменного значения k_1 и k_2 при установке, получаются:

$$F_{I_1} = \frac{k_1}{f_1} (1 + \delta)^2 n_1^2; \quad F_{I_2} = \frac{k_2}{f_2} (1 - \delta)^2 n_1^2;$$

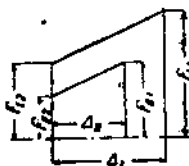
$$F_{II_1} = \frac{k_1}{f_{II}} (1 + \delta)^2 n_{II}^2; \quad F_{II_2} = \frac{k_2}{f_{II}} (1 - \delta)^2 n_{II}^2.$$

Затем, для добавочного подтягивания пружины, по фиг. 284, имеем:

$$\frac{F_{I_1} - F_{I_2}}{\Delta_I} = \frac{F_{II_1} - F_{II_2}}{\Delta_{II}},$$

а подставив вышенайденные значения, получаем:

$$\frac{F_{I_1} - F_{I_2}}{F_{II_1} - F_{II_2}} = \frac{n_1^2}{n_{II}^2} \cdot \frac{f_{II}}{f_I} = \frac{\Delta_I}{\Delta_{II}}.$$



Фиг. 284.

Наконец, удлинения пружин находятся в плечах рычагов пружин, если последние не изменяются в течение размаха маятников, в отношении

$$\frac{\Delta_I}{\Delta_{II}} = \frac{f_I}{f_{II}},$$

откуда получается

$$\frac{n_1}{n_{II}} = \frac{f_I}{f_{II}},$$

т. е. при постоянной степени неравномерности плечи рычагов пружин относятся между собой как числа оборотов.

Из вышенайденных значений для натяжения пружин получается также

$$\frac{F_{I_1}}{F_{II_1}} = \frac{f_{II}}{f_I} \cdot \frac{n_1^2}{n_{II}^2},$$

или, в связи с последним ур-нием, получается,

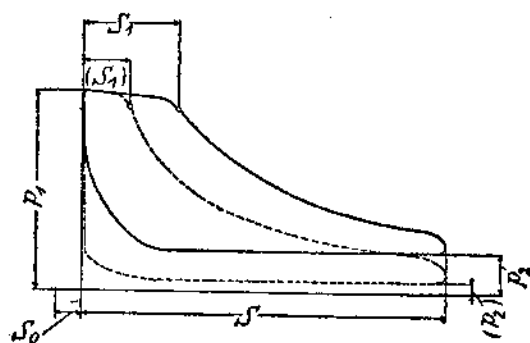
$$\frac{F_{I_2}}{F_{II_2}} = \frac{n_1}{n_{II}},$$

т. е. при постоянной степени неравномерности в рассматриваемом случае натяжения пружин также относятся между собой, как числа оборотов.

Изменение числа оборотов без изменения степени неравномерности достигается тогда, когда плечи рычагов пружины и натяжения пружин изменяются прямо пропорционально числу оборотов.

КОНДЕНСАЦИЯ

§ 138. Польза конденсации ¹⁾. Для использования части теплоты, содержащейся в отработавшем паре машин с выпуском в атмосферу, для производства работы этот пар в машинах с конденсацией выпускают не в атмосферу, а в конденсатор. Здесь он путем охлаждения сгущается в воду, и при одновременном высасывании поступающего воздуха образуется частичное разрежение (вакуум). При правильном распространении этого разрежения до парового цилиндра перед поршнем образуется противодействие, которое меньше давления выпуска в машинах с выпуском в атмосферу более, чем на 1 ат. Таким образом, путем конденсации увеличивается рабочее давление на поршень сравнительно с выпуском в атмосферу; предел располагаемого теплового напора $i_0 - i_2$ в процессе машины (см. стр. 79) расширяется вниз, а вследствие этого уменьшается расход пара на 1 л. с.



Фиг. 285.

В новых установках сбережение $D_c - (D_c)$ полного расхода пара на 1 л. с. в час определяется путем опыта. При добавочном устройстве конденсации в существующей машине сбережение $D_c - (D_c)$, наоборот, может быть принято равным сбережению полезного расхода пара. Если на фиг. 285 изображенная сплошными линиями индикаторная диаграмма соответствует машине с выпуском в атмосферу, а изображенная штриховыми линиями индикаторная диаграмма одинаковой с ней площади соответствует машине с конденсацией той же мощности, то напол-

нение на последней (S_1) вследствие более низкого противодействия получается меньше, и полезный расход пара машиной путем конденсации уменьшается в отношении

$$x = \frac{S_1 - (S_1)}{S_0 + S_1}.$$

Вследствие увеличения разности температур при конденсации увеличиваются потери пара. Принимая это во внимание путем допущения одинаковой потери пара в машине с выпуском в атмосферу и с конденсацией, несмотря на более высокий общий расход пара в первой из них, находим, что значение

$$D_c - (D_c) = x \cdot D_c$$

выражает собой также сбережение полного расхода пара.

При стоимости 1 кг пара в a рублей путем конденсации сберегается на каждую лошадиную силу в час

$$K_1 = a [D_c - (D_c)] \text{ рублей.}$$

Дальнейшее еще сбережение получается от применения продуктов конденсации для питания котла. Пусть полученное этим путем сбережение, отнесенное к вышеприведенной единице, составляет K_2 рублей.

С другой стороны, устройство конденсации повышает эксплуатационные расходы по сравнению с расходами при машинах с выпуском в атмосферу на стоимость процентов и погашение складочного капитала на устройство конденсации со включением трубопровода и остальных принадлежностей, на стоимость потребной для

¹⁾ См. F. Weiss, Kondensation, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888 и 1891.

В настоящее время на русском языке имеются следующие книги по конденсации: 1) А. А. Раддиг, Теория и расчет конденсационных установок; 2) Каула-Робинзон, Конденсационные установки; 3) В. А. Макеев, Конденсационные устройства паросиловых установок. Прил. ред.

действия насосов работы, на стоимость обслуживания конденсации и во многих случаях также на стоимость охлаждающей воды. Если обусловленное этими обстоятельствами повышение эксплуатационных расходов, отнесенное к 1 л. с. в час, составляет в общем K_3 рублей, то действительная польза конденсации выразится суммой $(K_1 + K_2) - K_3$ рублей.

Таким образом, применение конденсации оказывается выгодным только до тех пор, пока $K_1 + K_2$ больше K_3 . Во всех небольших машинах, а также при средних и больших машинах, ежедневно работающих в течение только нескольких часов, эти условия не имеют места; повышение эксплуатационных расходов здесь поглотило бы выгоду конденсации. Поэтому подобные машины выгоднее работают с выпуском в атмосферу. Затем от применения конденсации следует отказаться в тех случаях, когда теплота выпускаемого пара выгоднее может быть использована каким-либо другим путем. Подобное использование пара, например, имеет место не только в небольших установках для подогревания питательной воды помощью отработавшего пара, но также и во всех тех установках, где мятый пар употребляется для отопления, варки или выпарки (отопление фабрик, пивоваренные заводы, сахарные заводы и т. п.). При одноцилиндровых машинах здесь в большинстве случаев встречаются машины с противодавлением, между тем как при многоцилиндровых машинах в настоящее время при сохранении конденсации пар для отопления и варки ¹⁾ заимствуется из ресивера (см. главу IX).

При применении конденсации естественно стремиться к возможному увеличению разности $(K_1 + K_2) - K_3$. Значения K_1 и K_3 , главным образом, обуславливаются степенью разрежения, с которою возрастает как сбережение пара, а следовательно K_1 , так и размеры установки, т. е. K_3 , а также до известного предела и K_2 . Поэтому для извлечения возможно большей пользы от конденсации необходимо для нее выбрать то разрежение, которое дает наибольшую разность $(K_1 + K_2) - K_3$. Оно образует экономически наивыгоднейшее разрежение, но ни в каком случае не совпадает с высшим разрежением, как это утверждали в прежнее время и выражали словами: «чем сильнее разрежение, тем лучше конденсация». Наоборот, начиная с известного разрежения, сбережение пара K_1 возрастает весьма медленно; польза K_2 , получаемая от применения конденсата для питания котла, соответственно совершенно исчезает, между тем как расход охлаждающей воды и обусловленные им размеры насоса, а следовательно, начальная стоимость и стоимость эксплуатации K_3 , очень быстро возрастают. Точное определение экономически наивыгоднейшего разрежения возможно только путем вычисления доходности, как это установлено во всех крупных установках. В машинах с собственной конденсацией, в которых конденсат применяется для питания котлов, это экономически наивыгоднейшее разрежение большей частью лежит между 80% и 85%. Дальнейшее повышение разрежения выше 85% в цилиндре существенной выгоды не дает ²⁾.

§ 139. Типы и главные части конденсации. В зависимости от способа охлаждения пара различают конденсацию смешением или впрыскиванием и поверхностную. При конденсации первого типа происходит смешение пара с охлаждающею водою, а при втором типе конденсации пар или охлаждающая вода омывает снаружи пучок труб, по которым протекает соответственно охлаждающая вода или пар. Конденсации обоих типов устраиваются в виде или отдельной, или центральной конденсации в зависимости от обслуживания ею только одной или нескольких машин. При центральных конденсациях, применяемых только в крупных установках, как, например, горнозаводских и т. п., трубопроводы для отвода мятого пара от всех машин поступают в общий конденсатор. Преимущества этого способа конденсации состоят в ее независимости от отдельных машин, в большей простоте и легком надзоре за всей установкой, в более высоком коэффициенте полезного действия центральной конденсации по сравнению со многими отдельными конденсациями меньшей мощности и в большей равномерности и постоянстве разрежения вследствие выравнивания расхода пара в различных машинах. Сюда необходимо еще прибавить весьма важное, особенно для подъемных

¹⁾ Zeitschr. der Bayer. R. 1904, стр. 183.

²⁾ Только при прямоточных машинах имеют место более высокие разрежения.

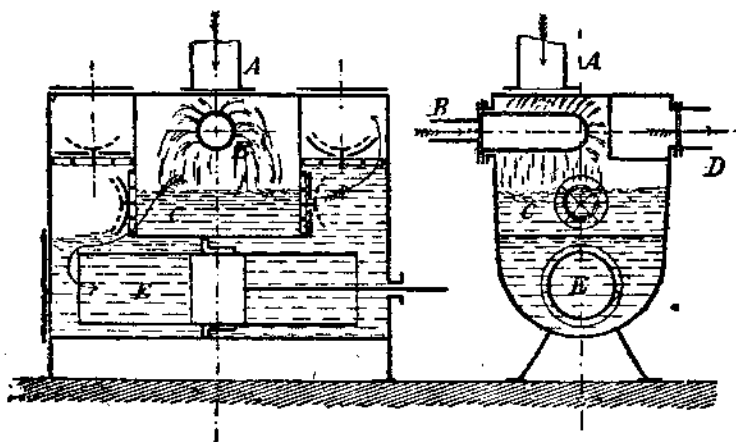
и прокатных машин, обстоятельство, состоящее в том, что при центральной конденсации разрежение существует уже в момент пуска в ход машины.

Для выкачивания из конденсатора воздуха и несгущенного пара в каждой конденсации служит воздушный насос. Он называется сухим, если он должен выкачивать преимущественно только воздух или пар и воздух, и мокрым, если он кроме того должен выкачивать охлаждающую и теплую воду. При сухом воздушном насосе для удаления теплой воды из конденсатора необходимо установить отдельный насос, который при поверхностных конденсациях называется конденсационным насосом, так как он здесь должен откачивать только конденсационную воду, или же теплая вода должна свободно стекать с высоко расположенного конденсатора по спускной трубе длиной от 10 до 12 м (так называемая барометрическая труба). Для подачи охлаждающей воды при конденсации смешением насос для холодной воды требуется лишь в том случае, когда разность между наружным давлением воздуха и меньшим давлением конденсатора недостаточна для поднятия этой воды в конденсационное пространство и преодоления встречающихся при этом сопротивлений. Каждая поверхностная конденсация, наоборот, требует насоса для движения этой воды по охлаждающим поверхностям конденсатора или для поднятия ее на такую высоту, чтобы она могла совершать подобное движение.

Охлаждающая вода заимствуется из колодца, пруда, реки и т. п. и после ее употребления, если она не применяется для питания котла, спускается или же, если ее добытие и отвод сопряжены с большими расходами и затруднениями, после употребления и нагревания она искусственно охлаждается и постоянно вновь применяется для конденсации пара. В этом отношении различают конденсации с естественной охлаждающей водой и конденсации с искусственным охлаждением воды или с обратным охлаждением; под последним наименованием известны приспособления для охлаждения теплой воды.

Если продукты конденсации отработавшего пара служат для питания котла, как это имеет место, главным образом, при поверхностных конденсациях, то отработавший пар почти всегда до своего поступления в конденсатор проходит через особый маслоотделитель для очищения его от жира, масла и других примесей.

§ 140. Параллельный ток и противоток при конденсации смешением. Смещение пара с охлаждающей водой может происходить двояким образом. На фиг. 286 схематически изображено старое, но еще и теперь применяемое большей



Фиг. 286.

частью в паровых машинах с отдельной конденсацией устройством с параллельным током и мокрым воздушным насосом. Пар поступает в конденсатор C по трубе A, а охлаждающая вода по трубе B. Мокровоздушный насос E, помимо смеси воздуха и несгущенного пара, должен выкачивать еще теплую воду по трубе D. Несколько иначе явление происходит в изображенном на фиг. 287 устройстве Вейса с противотоком и сухим воздушным насосом. Здесь пар поступает вниз по трубе A в конденсатор C, где он движется против поступающей по трубе B охлаждающей воды. Сухой воздушный насос в высшей точке конденсатора выкачивает по трубе E почти исключительно один воздух, между тем как теплая вода стекает вниз по спускной трубе D.

Для возможности сравнения между собой обоих этих устройств по их действию необходимо принять в соображение, что давление p_k в конденсаторе, по закону Дальтона, состоит из двух частей, а именно: из давления p_1 воздуха, проникающего в конденсатор вместе с охлаждающей водой и через различные неплотности (сальники, стыки), и из давления p_a пара, образующегося из продуктов охлаждения. Оба эти давления, сложенные вместе, дают давление конденсатора

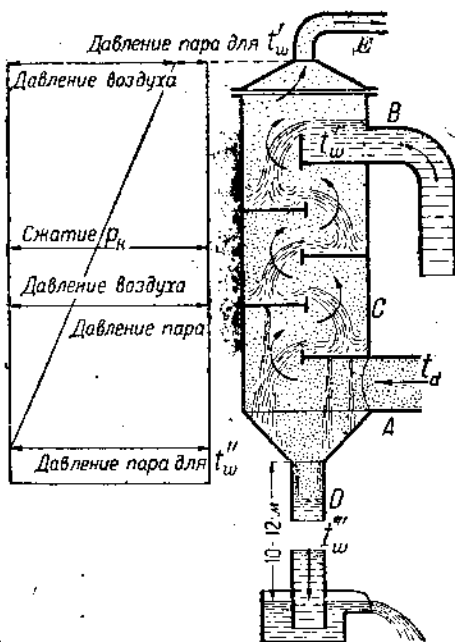
$$p_k = p_1 + p_a$$

Чем больше при данном p_k давление воздуха p_1 в конденсаторе, тем меньше должно быть давление в нем пара p_a , и обратно. Значение p_a обуславливается температурой продуктов охлаждения (см. таблицы в «Прибавлении»), а возможное в конденсаторе наивысшее давление пара соответствует температуре теплой воды.

Затем для достижения выгодного действия конденсатора весьма важны целесообразное распределение в нем воздуха и пара и правильное удаление из него воздуха и воды. Наивыгоднейшее распределение получается при противоположном течении пара и охлаждающей воды (противоток), как в конденсаторе Вейса. В этом случае давление p_k во всем конденсаторе одинаково, но не температура. Вверху, в месте поступления охлаждающей воды, существует наинизшая температура, а внизу, в месте поступления пара, температура бывает наивысшей. Поэтому вверху в конденсаторе вследствие низкой температуры давление p_a будет очень незначительно, а давление p_k , как указано на диаграмме распространения давления на фиг. 287, главным образом образуется давлением воздуха p_1 . Отсюда видно, что в конденсаторе Вейса воздух почти совершенно оттесняется кверху, находясь, таким образом, в месте откачивания в очень уплотненном состоянии, и воздушный насос получает относительно небольшие размеры и для своего действия требует относительно мало энергии. С другой стороны, вследствие высокой температуры внизу

в конденсаторе давление p_k почти исключительно обуславливается давлением пара p_a , и охлаждающая вода может нагреваться до соответствующей этому давлению температуры, т. е. почти до температуры конденсируемого пара. Поэтому в конденсаторах Вейса не только получается лучшее разрежение, но и расход охлаждающей воды бывает меньше, а чем последний меньше, тем меньше будет требуемая работа других насосов, и тем проще будет устройство для обратного охлаждения при конденсационных установках с искусственным охлаждением.

Менее благоприятны бывают условия при конденсации смешением с параллельным током и мокровоздушным насосом. Здесь охлаждающая вода и пар по своему поступлению в конденсатор вместе двигаются к воздушному насосу, причем не только давление p_k , но также и температура во всем конденсаторе приблизительно одинакова. Так как в месте всасывания помимо воздуха находится еще и пар, то упругость последнего допускает здесь сравнительно небольшое только давление и плотность воздуха. Таким образом, мокровоздушный насос одновременно с водой и паром высасывает воздух в довольно разреженном состоянии, и насос требуется относительно крупных размеров. Затем воздух в месте высасывания препятствует пару самостоятельно образовать разрежение, так как здесь p_k постоянно больше соответствующего температуре теплой воды давления p_a пара. Охлаждающая вода не может нагреваться до температуры, соответствующей полному давлению в конденсаторе, и расход охлаждающей воды бывает сравнительно значителен.



Фиг. 287.

Если по Вейсу принять, что в конденсаторе с противотоком давление p_k составляет везде 0,1 *ата*, то в нижней части конденсатора, где по вышеуказанному $p_i = 0$, а следовательно, $p_d = \sim p_k$, существует соответствующая давлению 0,1 *ата* (см. табл. в «Прибавлении») температура в 45° Ц, которая вместе с тем представляет собой температуру t_w'' вытекающей теплой воды. Если охлаждающая вода поступает вверх с температурой $t_w' = 20^\circ$ Ц, то в том месте, где конденсация кончается, температура может быть на $4 + 0,1 (t_w'' - t_w')$ ° Ц выше t_w' , т. е. может быть принята в $20 + 4 + 0,1 (45 - 20) = 26,5^\circ$ Ц. Соответствующее этой температуре давление пара, по таблице 2, составляет $p_d = 0,035$ *ата*, а следовательно давление воздуха $p_i = p_k - p_d = 0,1 - 0,035 = 0,065$ *ата*.

В соответствующем конденсаторе с параллельным током стекающая вода приняла бы более низкую температуру и при допущении, что эта температура (см. § 141) на 5° ниже соответствующей давлению p_k , она составляет 40° Ц, которая соответствует давлению пара в месте заимствования теплой воды и воздуха $p_d = 0,075$, а давление воздуха тут же при том же p_k будет, как и выше, только $p_i = 0,025$ *ата*. Таким образом, из конденсатора с противотоком воздух будет заимствоваться при плотности в $\frac{0,065}{0,025} = 2,65$ раза большей, а воздушный насос потребует только $\frac{1}{2,6} = 0,385$ того объема, который требуется насосом для откачивания воздуха при конденсаторе с параллельным током. Затем, согласно § 141, расход охлаждающей воды при параллельном токе составит 28, а при противотоке 22 кг на 1 кг конденсируемого пара.

Таким образом, преимущества конденсации с противотоком довольно значительны и, как упомянуто выше, состоят в меньшем расходе охлаждающей воды, в меньших размерах насосов, из коих во всяком случае один должен выкачивать воздух, а другой — теплую воду, и в меньшем расходе работы этими насосами.

§ 141. Расчет конденсации смешением. Пусть означают:

m — количество охлаждающей воды в кг, потребной для конденсации 1 кг пара,

p_k — полное давление в конденсаторе,

p_d — парциальное давление пара,

p_i — парциальное давление воздуха в конденсаторе,

t_k — соответствующую давлению p_k температуру конденсата,

t_d — соответствующую давлению p_d температуру насыщения (см. табл. 1 и 2 в «Прибавлении»),

t_w' — температуру поступающей охлаждающей воды,

t_w'' — температуру выпускаемой теплой воды в ° Ц.

Вакууметр показывает разность давления внешнего воздуха и давления в конденсаторе в сантиметрах ртутного столба. Если, например, при высоте барометра в 74 см разрежение составляет 64,4 см или

$$100 \cdot \frac{64,4}{74} = 87\%,$$

то давление в конденсаторе составляет

$$p_k = 74 - 64,4 = 9,6 \text{ см}$$

или

$$1 - 0,87 = 0,13 \text{ ата.}$$

Конденсация смешением с параллельными токами (мокрым воздушным насосом) дают разрежение в 68 до 70 см ртутного столба при показании барометра в 74 см, и давление воздуха в них, в зависимости от тщательности выполнения, составляет 1 до 3, в среднем 2 см.

1. *Расход охлаждающей воды.* Если λ_k означает всю теплоту конденсируемого пара и если теплоту жидкости для охлаждающей и теплой воды принять равной их температурам, то должно быть

$$\lambda_k + m \cdot t_w' = (m + 1) t_w''$$

или

$$m = \frac{\lambda_k - t_w''}{t_w'' - t_w'} \quad (115)$$

Значение λ_k колеблется мало и для сухого насыщенного пара давлением в 0,1 до 0,2 *ата* составляет 616 до 622,5 *кал*. Но в виду влажности пара и охлажде-

ния трубопровода к конденсатору, оно обыкновенно принимается в 600, а при центральных конденсациях с длинными трубопроводами часто принимается еще меньшее значение до 550 *кал.* Значение t_w' при получении охлаждающей воды из колодца составляет около 10, а из прудов или рек, в зависимости от положения и времени года, до 25°, а при обратном охлаждении 25 до 35 или даже 40° Ц.

При параллельном токе t_w'' не бывает ниже 30°, и для средних условий

$$t_w'' = 35 \text{ до } 40^\circ \text{ Ц при } m = 25 \text{ до } 30 \text{ кг.}$$

При противотоке можно принять $t_w'' = t_d = t_k$.

Таким образом, напр., из ур-ния (115) для $t_w' = 20^\circ$ и $p_k = 0,1 \text{ ата}$ получается при параллельном токе с $t_w'' = 45 - 5^\circ = 40^\circ$.

$$m = \frac{600 - 40}{40 - 20} = 28 \text{ кг,}$$

а при противотоке с $t_w'' = t_k = 45^\circ$ получается

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 20} \cong 22 \text{ кг.}$$

2. Количество откачиваемого воздуха. Воздух поступает в конденсатор частью с охлаждающей водой и частью через неплотные места (сальники, стыки труб). Проникающее с охлаждающей водой количество воздуха очень мало (1 до 2%), а проникающее через неплотные места количество воздуха зависит от плотности конденсатора и трубопроводов. По Вейсу отнесенное к атмосферному давлению полное количество воздуха в литрах (дм^3) на килограмм сгущаемого пара составляет

$$l = 0,02 m + \mu, \quad (116)$$

где можно принять $\mu = 1,8 + 0,01 Z$ для грубых установок (горнозаводских и др.).

$\mu = 1,8 + 0,006 Z$ для более тщательных установок (электрических станций с центральной конденсацией).

$\mu = 1,8$ соответственно $Z = 0$ для машин с отдельными конденсаторами; здесь Z означает общую длину паропровода в метрах. Для тщательных исполнений ур-ние (116) дает слишком большие размеры.

В конденсаторе при давлении p_k количество воздуха l занимает объем

$$\frac{l}{p_k} = \frac{l}{p_k - p_d}.$$

При параллельном токе, в зависимости от высоты разрежения, этот объем равен 2—3-кратному объему воды, а именно

$$\frac{l}{p_k - p_d} = 2(m + 1) \text{ до } 3(m + 1)$$

л на 1 кг отработавшего пара.

3. Потребная работа. Работа, потребная для приведения в действие конденсации, может быть вычислена только приблизительно. Эта работа должна доставлять холодную воду в конденсатор и обратно удалять из него теплую воду и воздух. Для доставления требуемой для конденсации D_k кг пара в минуту охлаждающей воды к конденсатору, расположенному над уровнем воды на высоте $h = h' + h''$ м, насос холодной воды для поднятия воды на h' м требует теоретической мощности

$$N_k' = \frac{m D_k \cdot h'}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (117)$$

На остающуюся еще до конденсатора высоту h'' вода должна подниматься разностью $1 - p_k$ между давлением внешней атмосферы и давлением в конденсаторе в данный момент. Выгодно приравнивать высоту h'' к этой разности давлений в каждый данный момент, т. е. использовать вполне всасывающую силу конденсатора.

Пока значение h меньше соответствующей разности $1 - p_k$ высоты столба воды в круглых числах 10 ($1 - p_k$) м, никакого насоса для холодной воды не тре-

буется (причем пренебрегаются побочными сопротивлениями). Таким образом, для $p_k = 0,12 \text{ атм}$, без принятия в расчет побочных сопротивлений, насос холодной воды потребуется только при $10(1 - 0,12) = 8,8 \text{ м}$. Обыкновенно же при конденсациях с мокрыми воздушными насосами вышеуказанная разность давлений никогда не бывает вполне использована, причем здесь, в видах постоянной надежной доставки воды, обходятся без особого насоса для холодной воды до разности высот не более 5 м.

Затем для удаления из конденсатора и приведения под давление внешней атмосферы количества воды $(m + 1)D_k$ находящегося под давлением p_k конденсатора, теоретически требуется работа

$$N_k'' = \frac{(m + 1) D_k \cdot 10(1 - p_k)}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (118)$$

Наконец, работа, потребная для сжатия и вывода в атмосферу находящейся в конденсаторе смеси пара и воздуха, зависит от состояния смеси в течение сжатия. При сухих воздушных насосах с обильным водяным охлаждением сжатие происходит политропически, а при мокрых воздушных насосах — изотермически, причем пар в виду постоянной температуры сохраняет свое давление, а давление воздуха возрастает от $p_i = p_k - p_d$ до $1 - p_k$ ¹⁾. Но для упрощения вычислений примем по Вейсу для обоих случаев изотермическое сжатие, и для количества воздуха l на 1 кг пара в литрах и p_k, p_d в атм теоретически должна быть израсходована мощность

$$N_k''' = k \frac{l \cdot D_k}{60 \cdot 75} 10 \ln \frac{1 - p_d}{p_k - p_d} \text{ л. с.} \quad (119)$$

Величина $k = 1,2$ до $1,5$ представляет собой коэффициент надежности.

Таким образом, действительная полная работа при механическом коэффициенте полезного действия насосов η_m составляет

$$N_k = \frac{1}{\eta_m} (N_k' + N_k'' + N_k'''),$$

где $\eta_m = 0,7$ до $0,8$.

По сообщениям Кисельбаха²⁾ ряд опытов с обыкновенными конденсациями впрыскиванием показал расход работы от 0,6 до 2 или в среднем 1%, а при обратном охлаждении 1 до 3,5% мощности машины, в зависимости от температур и расходных количеств воды.

4. *Трубопроводы.* Диаметр паровыпускной трубы при паровых машинах с собственной конденсацией определяется по данным, приведенным на стр. 113. При центральных конденсациях диаметр вычисляется по объему отработавшего пара по формуле

$$d^2 \frac{\pi}{4} \cdot w = \frac{D_k}{60\gamma}, \quad (120)$$

где d — внутренний диаметр трубы в м,

w — скорость пара $\leq 160 \text{ м/сек}$,

$\gamma = 0,16$ до $0,1$ в среднем $0,13$ — удельный вес отработавшего пара в кг/м^3 .

D_k — количество отработавшего пара в кг/мин .

Для коротких труб при $\gamma = 0,13$ и $w = 143 \sqrt{d}$ Вейс рекомендует получаемое из ур-ния (120) значение

$$d = \frac{D_k^{0,4}}{15} \quad (121)$$

Для длинных трубопроводов вычисленное значение d должно быть помножено на коэффициент $1 + \frac{Z}{600}$, где Z — длина паровыпускной трубы от машины к конденсатору в метрах.

¹⁾ Точнее давление всасывания p'' (см. диаграмму фиг. 294, стр. 292) в течение сжатия повышается на уменьшенное на p_d давление p' .

²⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1896, стр. 1315.

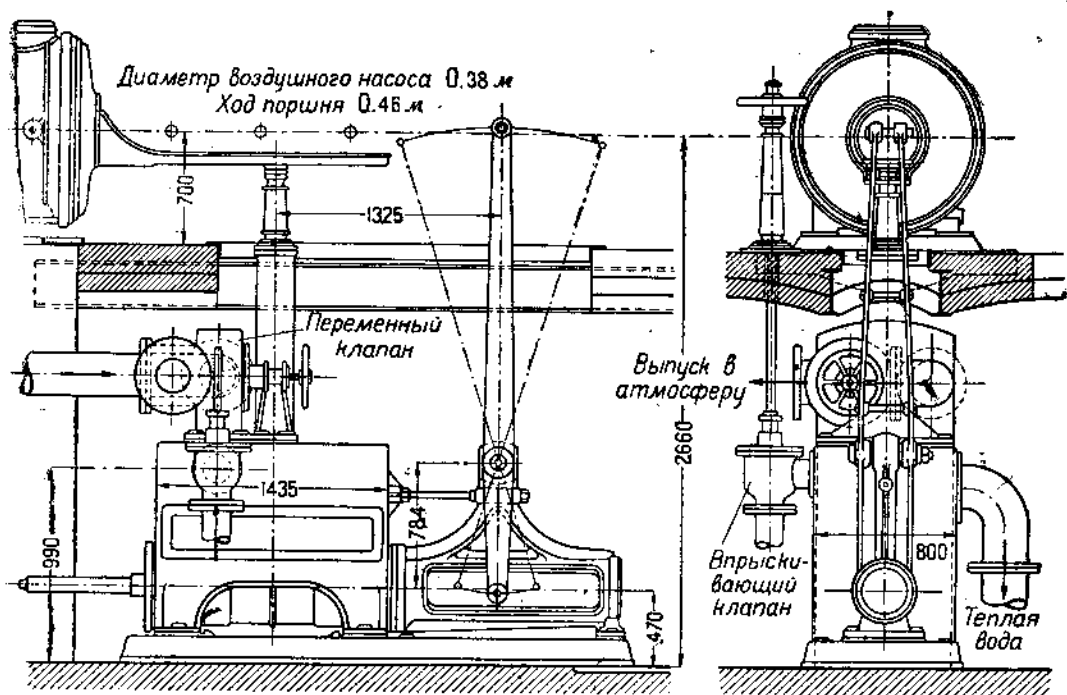
Внутренний диаметр остальных трубопроводов должен быть рассчитан по скоростям

$$w \leq 2,5 \text{ м/сек для воды,}$$

$$w = 4 \text{ до } 10 \text{ м/сек для воздуха.}$$

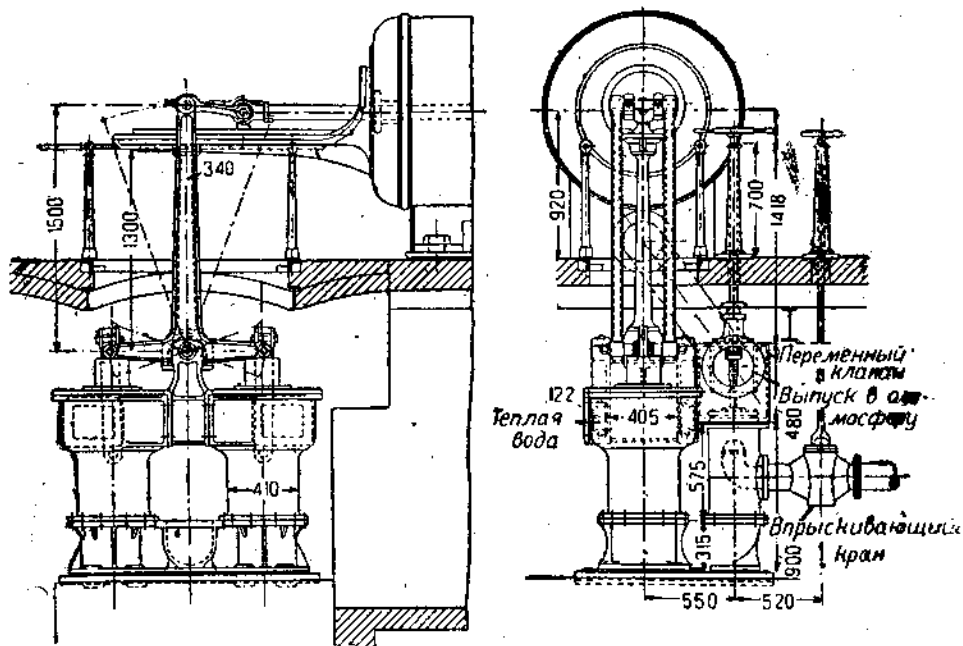
Разрежение в конденсаторе всасывает воду со скоростью 1 до 2 м/сек.

§ 142. Конденсация смещением с параллельными токами и мокрым воздушным насосом. Вследствие простоты своего устройства и легкости обслуживания она находит себе применение в виде единичной конденсации, главным образом при небольших установках; фиг. 288—290 изображают употребительное их устройство у горизонтальных машин.

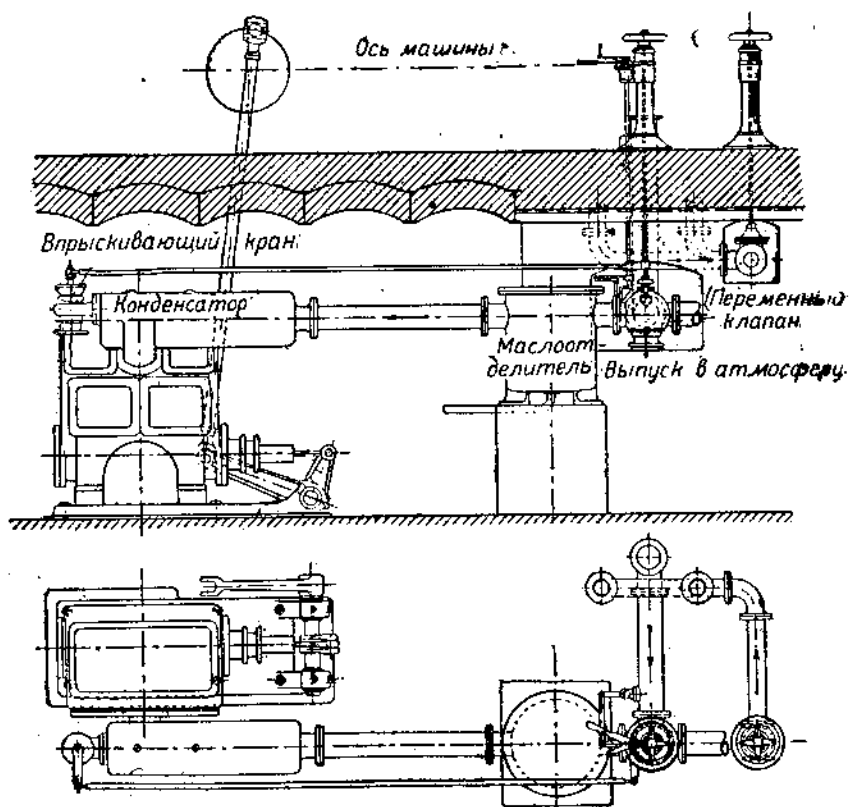


Фиг. 288. Воздушный насос горизонтальной одноцилиндровой машины саксонского машиностроительного завода бывш. Гартман в Хемнице.

Воздушный насос горизонтального или вертикального типа по возможности должен быть расположен под полом, чтобы паровыпускная труба постоянно имела наклон к конденсатору и чтобы конденсационная вода из этой трубы беспрепятственно могла стекать в конденсатор. Воздушный насос получает движение или от цапфы заднего крестового вала (фиг. 288 и 289), или от цапфы кривошипа (фиг. 290) при помощи шатунов, коленчатых рычагов, коромысел и т. п. Реже встречается наклонное расположение воздушного насоса с приводом от эксцентрика на главном валу. Непосредственное соединение поршневых штоков воздушного насоса и парового цилиндра, как это встречалось раньше, допустимо только при скоростях поршня s_m ниже 2,5 м/сек, а также при не слишком больших высотах всасывания. С одной стороны, оно имеет преимущество более дешевого фундамента под насосом и лучшей доступности его клапанов, но, с другой стороны, имеет то неудобство, что воздушный насос располагается на одинаковой высоте с паровым цилиндром. Если же непосредственное соединение обоих штоков неизбежно в виду других причин, то каждый раз при пускании в ход машины конденсационная вода из паровыпускной трубы должна спускаться по небольшой трубке, примыкающей к паровыпускной трубе и снабженной враном. При накоплении воды в паровыпускной трубе она время от времени увлекается в конденсатор порывами и ударами, всегда обуславливающими собой нежелательные явления.



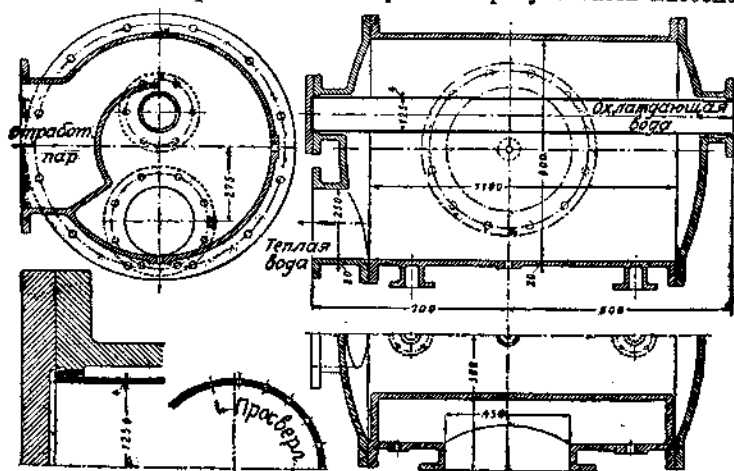
Фиг. 289. Воздушный насос и конденсатор горизонт. двухцилиндровой компаунд-машины.
[Хемницкого машиностр. завода бывш. Циммерман.



Фиг. 290. Воздушный насос и конденсатор горизонт. одноцилиндровой машины Фрэмса
и Фрейденберга в Швейцарии.

У вертикальных машин, где применяются только вертикальные воздушные насосы, движение насосу сообщается от кривокопфа или шатуна.

Собственно конденсатор во многих случаях образует часть насосной камеры.



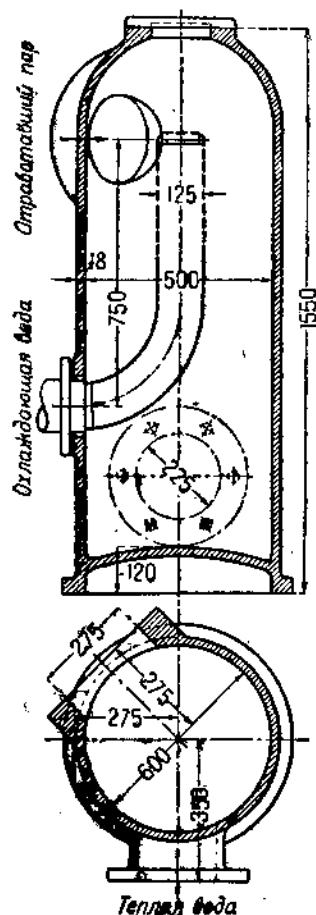
Фиг. 291. Конденсатор прямоходной машины $D = 0,5$, $S = 0,6$ м, $n = 180$ Гревенбрюхского машиностроительного завода.

Фиг. 291 и 292 показывают выполнение специально устроенных конденсаторов. Объем их составляет 15—20-кратный объем впрыскиваемого в 1 сек количество воды. Применение пустотелой станины машины в качестве конденсатора, как это иногда встречается у вертикальных машин, не может быть рекомендовано вследствие происходящего ржавления стенок.

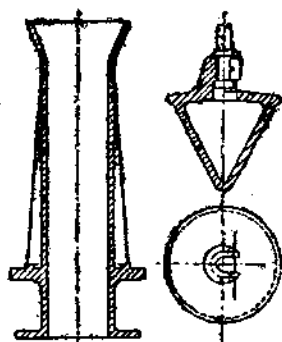
Впрыскиваемая вода, которая разрежением в конденсаторе может быть засасываема из глубины до 7 м, с целью возможно полного ее смешения с паром впускается в конденсатор или в виде конуса, или в виде размельченной струи. Первая форма струи получается при посредстве конусообразной насадки (фиг. 293), переставляемой помощью винта и ручного маховика и, следовательно, допускающей регулирование уровня воды и количества ее. Общеприменяемый в настоящее время способ выпуска воды в виде размельченной струи достигается при помощи насаженной медной трубы (фиг. 291 и 292). Для регулирования впуска воды здесь служит расположенный перед медной трубой кран, который требуется во всяком случае для возможности закрывания впрыскивающего трубопровода при остановках машины. Впуск воды и пара в конденсатор происходит по взаимно перпендикулярным направлениям.

В паровыпускной трубопровод постоянно должен быть включен трехходовой вентиль, допускающий работу машины с выпуском в атмосферу в случае необходимости.

§ 143. Мокровоздушные насосы с всасывающими клапанами. На фиг. 295 и 300 изображены



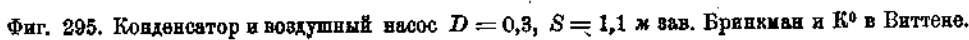
Фиг. 292. Конденсатор Борзиг.



Фиг. 293. Впрыскивающая труба с конусом машиностроит. зав. Аугсбург-Нюрнберг.

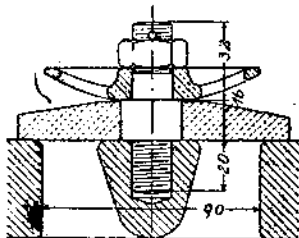
Относительно выполнения отдельных частей этих насосов необходимо заметить следующее.

открывает всасывающие клапаны, после чего поршень на пути $da = s_1$ засасывает воздух и воду из конденсатора. Отношение $\frac{s_1}{s}$ пути поршня, на котором происходит всасывание, ко всему ходу поршня называется объемным коэффициентом полезного действия, который, будучи помножен на коэффициент, принимающий во внимание потери в клапанах, дает коэффициент производительности φ насоса.

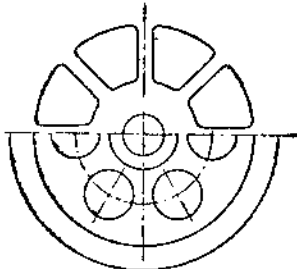
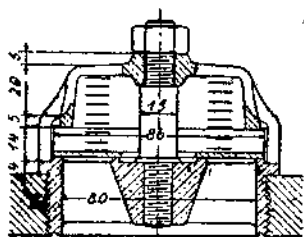


Материалом для клапанов в большинстве случаев служит резина в виде пластин толщиной от 12 до 20 мм. Для повышения упругости клапаны у краев часто делают тоньше, нежели посредине (фиг. 296). Клапанное седло образуется металлической решеткой с круглыми, квадратными или сегментобразными отверстиями, и при вставных решетках оно уплотняется в камере при помощи резиновых колец

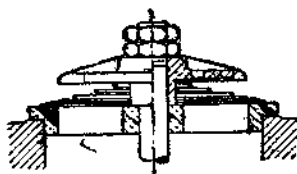
или железной замазки. Ширина круглых и квадратных отверстий должна быть не больше двойной толщины резины. Давление на поверхность прилегания (при поверхности прилегания в половину ширины стенок вокруг всего клапана) не должно превышать 2 кг/см^2 . Клапанное гнездо в месте прилегания к нему клапана должно быть надлежащим образом закруглено и снабжено сквозными отверстиями для предупреждения присасывания резины. Для сохранения упругости часто сообщают клапанам небольшое восходящее и нисходящее движение (фиг. 2, табл. 22), причем круглые отверстия в резине внизу облицованы латунью.



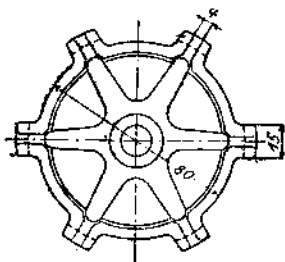
Фиг. 297.



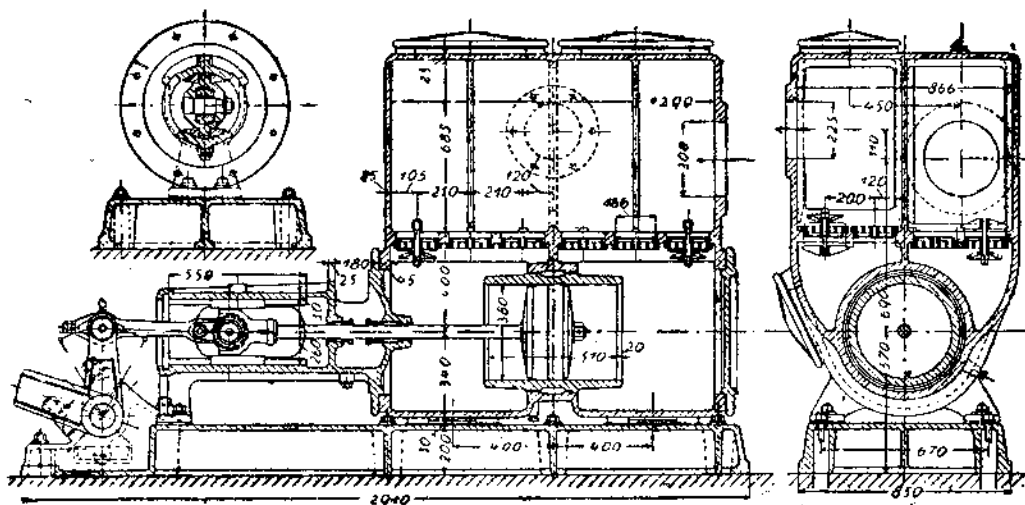
Фиг. 296.



Фиг. 298.



Фиг. 299.



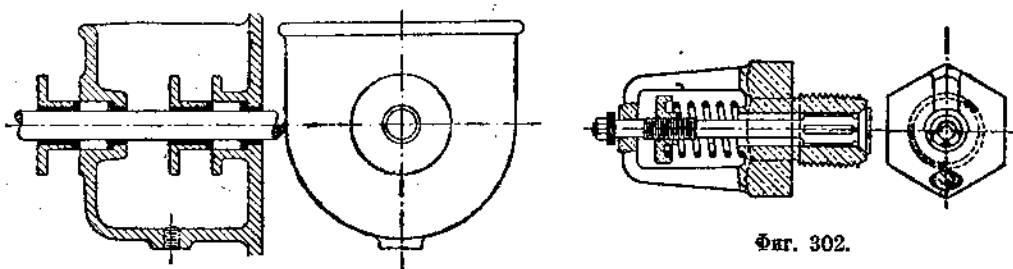
Фиг. 800. Воздушный насос $D = 0,38$, $S = 0,34$ м Эрфуртского машиностр. зав. Фр. Бейер и К^о.

Обыкновенная резина рекомендуется только для холодной или тепловатой воды. В горячей воде она легко размягчается, и потому в подобных случаях применяются особенно прочные сорта резины (демартин); но они менее гибки и не могут быть расположены в подвешенном состоянии. Затем резина не сопротивляется действию жиров и масел. Металлические клапаны свободны от этих недостатков, а следовательно более долговечны. На фиг. 297 и 298¹⁾ изображены две употребительных в паровых машинах конструкции подобных металлических клапанов системы Бингорна. Один из этих клапанов устроен без пружины, а другой — с пружинной

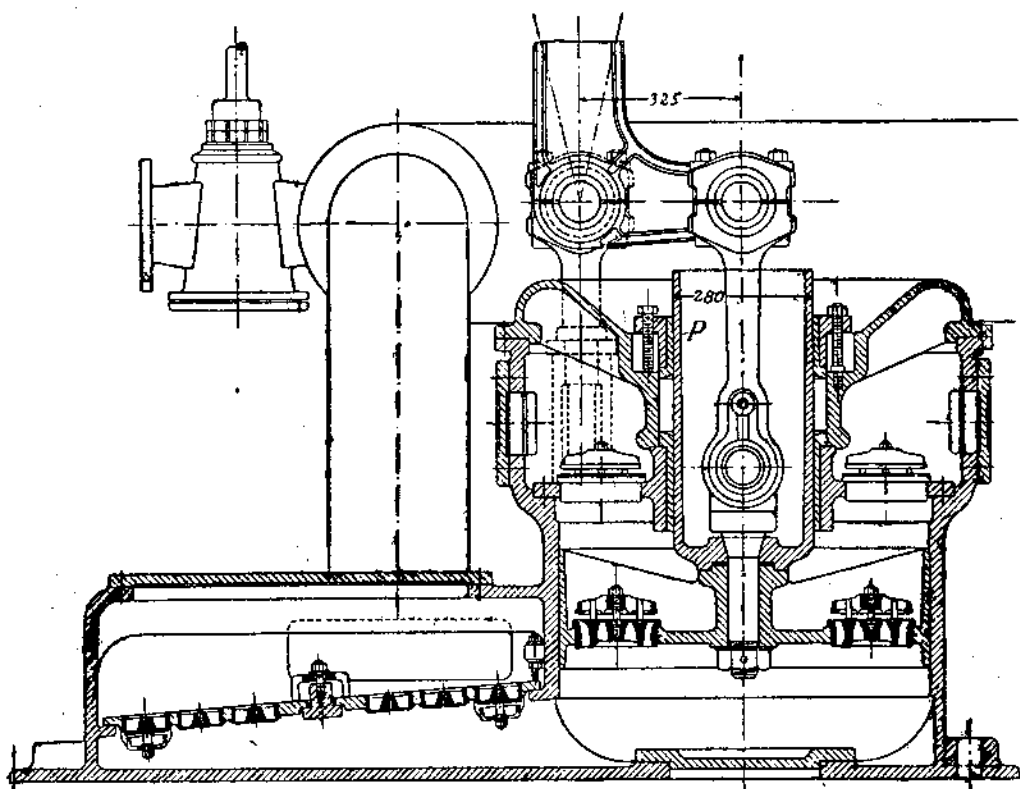
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 1938.

Каждый из них состоит из двух просверленных плит, отверстия которых увеличивают проходное отверстие, и из третьей верхней сплошной плиты. Каждая из этих плит легко движется по стержню. Затем фиг. 299 изображает конструкцию клапанов насоса, изображенного на фиг. 303.

Сопротивление открытию всасывающих клапанов, к которым должна притекать вода, следует делать по возможности незначительным. Сообразно этому клапаны иногда устраиваются подвесными (фиг. 300 и 303), чтобы вода могла скопиться



Фиг. 301.



Фиг. 303. Воздушный насос [Г. Ланга в Будапеште.

под ними и своим давлением содействовала открыванию клапанов, и чтобы воздух легко мог подниматься к нагнетательным клапанам. Но подвесные всасывающие клапаны имеют тот недостаток, что они легко закрываются обратно притекающим воздухом. Для уменьшения сопротивления открыванию служат также воздушные клапаны Горна *k* (фиг. 295), которые открываются после оставления поршнем своего мертвого положения и образования разрежения под нагнетательными клапанами с этой стороны путем засасывания воды и сообщают пространство над всасывающими клапанами с внутренней полостью конденсатора. Кроме того эти клапаны имеют то преимущество, что на них большая часть воздуха может быть отведена

отдельно от проходящего через всасывающие клапаны, которые при большой скорости прохода воздуха могут иметь меньшие размеры. Наконец, сопротивление открыванию клапанов стремятся по возможности уменьшить при помощи очень легких металлических клапанов или даже совершенно уничтожить при помощи рассматриваемых в следующем параграфе всасывающих щелей. При конструировании воздушных насосов необходимо обратить особое внимание на доступность всех клапанов.

Поршни воздушных насосов часто шлифуются или же снабжаются лабиринтной набивкой. В редких случаях они снабжаются одним или двумя слабо упругими чугунными или медными набивочными кольцами. В прежнее время применялась деревянная набивка, состоявшая из расположенных один над другим двумя слоями со смещенными стыками отдельных дубовых или кленовых сегментов, нажатых помощью стальной пружины. Для предохранения поршня от слишком сильного изнашивания, преимущественно при нечистой воде, рекомендуется хорошее двойное направление поршневого штока. Сальники последнего часто устраиваются с водяным затвором (фиг. 301) для предупреждения проникания воздуха. Быстроходные воздушные насосы устраиваются с конусообразными концевыми поверхностями для возможности постепенного и плавного отвода воды.

Рычаги и штоки воздушных насосов, согласно приведенным в последнем разделе данным относительно частот кривошипного механизма, должны быть рассчитаны на рабочее давление в 1 ат на поршень. Допускаемое давление на площадь проекции цапф составляет от 20 до 30 и только при очень больших насосов до 50 кг/см². Перемена давления у вертикальных насосов при не слишком большой скорости поршня может быть устранена тем, что диаметру трубы P придать такой размер, при котором давление на нее внешнего воздуха вместе с давлением воды на поршень остается больше давления под поршнем со включением давления масс.

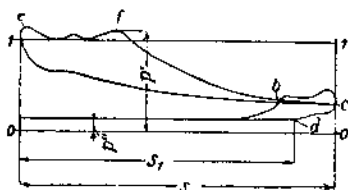
Весьма важное значение для всех насосов имеет спокойный ход. Для достижения его необходимо прежде всего при достаточном поперечном сечении клапанов располагать клапаны и трубы таким образом, чтобы по возможности были устранены изменения направления пути воды. В этом отношении вертикальные насосы предпочтительны перед горизонтальными, так как первые допускают более прямой проход воды, нежели последние, где вода всасывается по одному направлению и нагнетается по противоположному направлению.

Затем насосное пространство (от мертвого положения поршня до клапанов) должно быть достаточно велико и иметь большую водяную поверхность с рядом расположенными всасывающими и нагнетательными клапанами (фиг. 300). При подобных условиях уровень воды при каждом ходе опускается весьма мало, воздух удаляется из насосного пространства раньше воды, и полость цилиндра всегда бывает наполнена водой.

Точно так же сток воды должен быть устроен достаточно высоко над нагнетательными клапанами, а при быстроходных насосах на водоспускной трубе или над нагнетательными клапанами должен быть установлен воздушный колпак. Если нижний край спускной трубы расположен настолько высоко, что нагнетательные клапаны постоянно находятся под водой, то обратное поступление воздуха в насосное пространство предупреждено. Воздушный колпак смягчает возвратный удар водяной массы при перемене хода.

Наконец, во многих насосах, преимущественно в насосах с большой скоростью поршня, в видах плавности хода необходимо увеличивать вредное пространство, чтобы воздух в нем при сжатии смягчал удар. Воздух может также всасываться через продувательные клапаны (фиг. 302). Вследствие расширения этого воздуха при всасывании понижаются степень производительности насоса и разрежение.

В вертикальных воздушных насосах в настоящее время над поршнем располагают еще обратные клапаны большей частью по фиг. 303 и 305, помощью которых производится двухступенчатое уплотнение поступающей в насосное пространство смеси. По диаграмме на фиг. 304 находящийся под обратными клапанами воздух в подобных насосах после выхода поршня из своего верхнего мертвого



Фиг. 304.

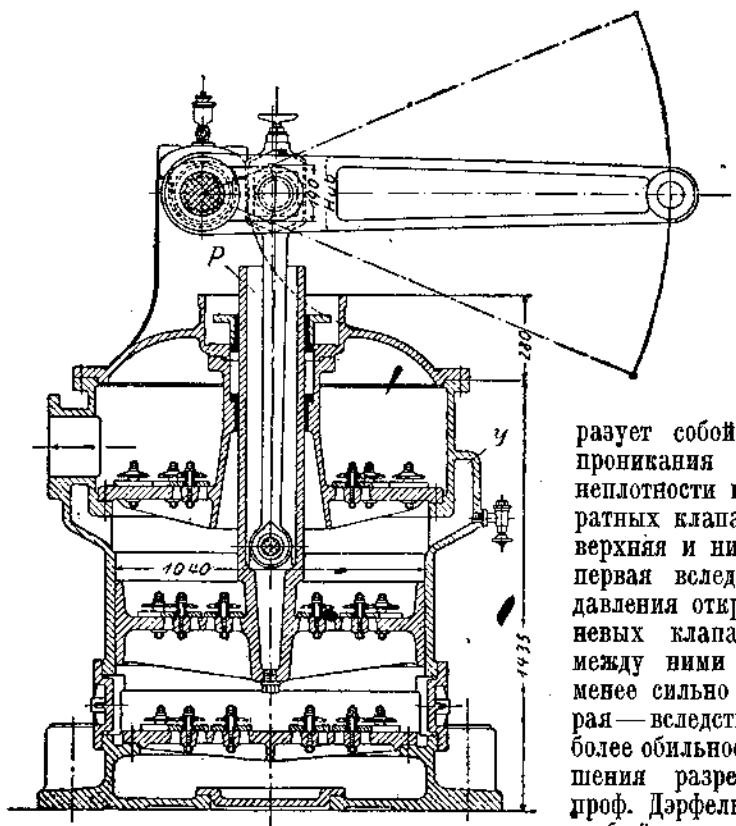
положения вниз расширяется по кривой *ec*, и там, где эта кривая пересекается с кривой уплотнения находящейся под поршнем смеси, т. е. в точке *b*, теоретически открываются нагнетательные клапаны поршня.

На пути поршня от *b* до *c* смесь из нижнего насосного пространства наступает поверх поршня, который при своем восходящем движении от *c* до *f* сжимает ее и после открытия обратных клапанов в точке *f* выталкивает ее.

Двухступенчатый способ работы воздушных насосов имеет то преимущество, что начальное давление воздуха под поршнем бывает ниже, нежели при одно-

ступенчатом сжатии, и что воздух при своем расширении по *cd* раньше достигает давления всасывания *p''*. Вследствие этого путь поршня *s₁*, а следовательно и объемный коэффициент полезного действия двухступенчатых насосов, получается больше. Находящийся над обратными клапанами столб воды остается в покое и не нагружает клапанов в поршне; он также об-

разует собой плотный затвор против проникания воздуха извне или через неплотности поршня. Наконец, при обратных клапанах обе стороны поршня—верхняя и нижняя—работают спокойно; первая вследствие того, что меньшее давления открытия оставляет для поршневых клапанов большее расстояние между ними и водой, которая поэтому менее сильно ударяет в клапаны, а вторая—вследствие того, что она допускает более обильное проветривание без ухудшения разрежения. Для этой цели проф. Дэрфель устраивает по фиг. 305 особый воздушный мешок *y*; при нисходящем движении поршня происходит такое расширение, что давление над



Фиг. 305. Воздушный насос Рингофер в Праге.

поршнем понижается до удвоенного давления расширения. При восходящем движении поршня вследствие действия мешка не только смягчается удар при открытии обратных клапанов, но также поддерживается постоянное напряжение рычагов.

При расчете мокровоздушных насосов исходят из выкачиваемого количества теплой воды и воздуха. Согласно уравнениям (115) и (116), стр. 286 и 287, первое составляет $(m + 1)$ кг, а второе — 1 л, отнесенные к атмосферному давлению.

Если обозначим через:

D_k — конденсируемое количество пара в кг/мин,

V — объем, описываемый поршнем насоса (ход, помноженный на площадь поршня) в литрах (дм^3),

φ — коэффициент производительности насоса,

n — число оборотов его,

то для $i = 1$ при насосах простого действия и $i = 2$ при насосах двойного действия получается:

$$i \cdot \varphi \cdot n \cdot V = \left(m + 1 + \frac{l}{p_i} \right) D_k,$$

$$V = \left(m + 1 + \frac{l}{p_k - p_d} \right) \frac{D_k}{i \cdot \varphi \cdot n}.$$

(122)

откуда

При воздушных насосах со всасывающими клапанами значение ϕ понижается до 0,5 и ниже; p_1 означает давление воздуха, p_k — давление в конденсаторе, p_d — давление пара при температуре теплой воды t_w'' .

В виду ненадежности определения количества воздуха l , объем, описываемый поршнем насоса, по Попперу, в практике определяется таким образом, чтобы количество воды при расходе охлаждающей воды $m = 29$, т. е. $m + 1 = 30$ кг, составляло $1/4$ наполнения. Тогда получается

$$i \cdot n \cdot \frac{V}{4} = 30 \cdot D_k,$$

или при часовом весе отработавшего пара $D_{st} = 60 D_k$ при наибольшей нагрузке машины получается

$$V = \frac{2 D_{st}}{i \cdot n}. \quad (123)$$

При обратном охлаждении значение V должно быть увеличено соответственно большому расходу охлаждающей воды; по Hütte, напр., для $m + 1 = 40$ кг значение V должно быть увеличено на $1/12$.

Для приведения в движение насоса от главного вала машины отношение диаметра поршня к ходу в горизонтальных насосах составляет от 0,7 до 1,0, а в вертикальных от 0,3 до 0,6. Средняя скорость насосного поршня c_{pm} при этом обыкновенно при первых насосах не превышает 2, а при последних 0,5 м/сек. Клапанам необходимо придать свободное поперечное сечение прохода

$$f_v = \frac{F_p \cdot c_{pm}}{u}, \quad (124)$$

где F_p — полезная площадь поршня насоса,

u — средняя скорость прохода воды и воздушной смеси через всасывающие клапаны = 2 до 2,5 м/сек,

u — то же через нагнетательные клапаны = от 1,5 до 2 м/сек.

При более значительных скоростях прохода можно ожидать сильного изнашивания, преимущественно в нагнетательных клапанах, так как они открываются не в мертвом положении насосного поршня, а лишь тогда, когда давление в насосном пространстве превышает давление внешней атмосферы на высоту сопротивления клапанов. К этому времени поршень уже достигает значительной скорости, и открытие клапанов происходит внезапно и порывисто¹⁾.

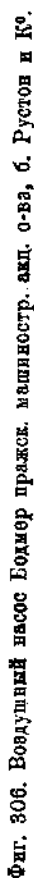
§ 144. Мокровоздушные насосы со всасывающими щелями. Эти насосы вместо всасывающих клапанов снабжены щелями, через которые конденсационная смесь поступает в цилиндр по их открытии поршнем. Этим устраняются сопротивления открыванию и проходу через всасывающие клапаны, улучшается степень производительности насосов, но, с другой стороны, рабочий ход поршня уменьшается на длину щелей.

Фиг. 306 и фиг. 1, табл. 22, изображают подобные насосы горизонтального типа. Нагнетательные клапаны в них расположены по концам цилиндра. Расположенная над самыми верхними щелями на фиг. 306 труба, достигающая верхней части всасывающего пространства, служит для откачивания воздуха с целью поддержания возможно высокого уровня воды в этом пространстве и для возможности поступления воды в это пространство с возможно малым избытком давления.

Вертикального типа рассматриваемые насосы строятся без вытеснителей и с вытеснителями. Из насосов первого типа наиболее известен насос Эдварда (фиг. 307). Вода поступает в насос не только через щели, но нагнетается в него поршнем при его нисходящем движении. Затем при простой конструкции насос имеет небольшое вредное пространство и дает хорошее разрежение, но большей частью находит себе применение при поверхностной конденсации. К вертикальным насосам со всасывающими щелями принадлежит насос типа Броуна-Куна (фиг. 2, табл. 22), способ действия которого показан на схемах фиг. 308 до 310.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912 стр. 1865.

наружный вид по А



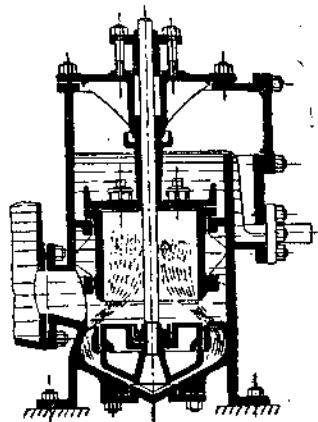
298

опять понижается при движении поршня вверх. Когда последний опять достигает положения, показанного сплошной линией на фиг. 308, то переход воды, а также и переход воздуха прекращаются. Теперь открываются нагнетательные клапаны, и поршень до конца своего хода накачивает в пространство над клапанами сперва воздух и затем воду.

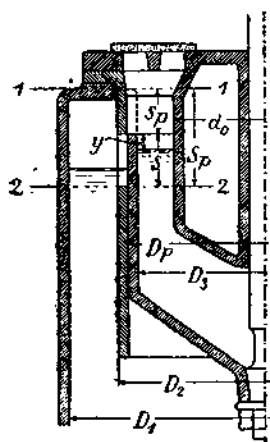
Двухступенчатое сжатие в насосах со щелями может быть достигнуто путем расположения особых обратных клапанов над нагнетательными клапанами; но тогда в вертикальных насосах поршень не может быть устроен в виде ныряла (плунжера), а должен быть устроен в виде клапанного поршня.

При расчете рассматриваемых насосов принимают высоту щели s не принадлежащей к рабочему ходу, т. е. если $S_p = s_p + s$ означает весь ход поршня и F_p — полезную площадь поршня насоса, то получаемый из уравнения (122), стр. 296, описываемый поршнем объем при $\varphi = 1$ принимают $V = F_p \cdot s_p$.

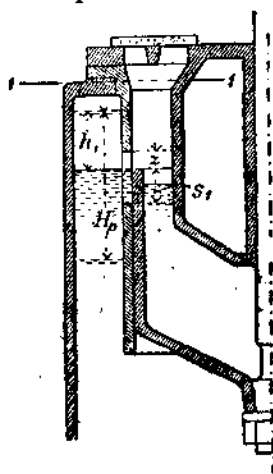
Площадь сечения щелей, по Hütte, должна составлять $\frac{1}{3}$, а лучше $\frac{1}{2}$ от $F_p \cdot c_{pm}$; где c_{pm} означает среднюю скорость поршня, так как в противном случае при большом водяном наполнении происходит подпор воды перед щелями, препятствующий поступлению воздуха. С величиной c_{pm} здесь также при горизонтальных насосах не идут выше 2 м/сек, между тем как при вертикальных насосах встречаются скорости c_{pm} до 1,5 м/сек. Отношение диаметра поршня к ходу, а также поперечное сечение прохода нагнетательных клапанов выбирается согласно сказанному выше.



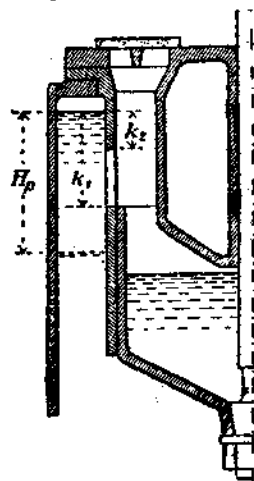
Фиг. 307.



Фиг. 308.



Фиг. 309.



Фиг. 610.

Особого расчета ¹⁾ требуют насосы со щелями, снабженные вытеснительными камерами. Если в них означают: F_p, F_{p1}, F_2, F_3 и f_0 , соответствующие диаметрам D_p, D_1, D_2, D_3 , и соответственно d_0 на фиг. 308 поперечные сечения, а накачиваемое в течение одного оборота, при весе отработанного пара D_k кг/мин, количество воды и воздуха в литрах, согласно ур-ниям (115) и (116), стр. 286 и 287,

$$V_w = (m + 1) \frac{D_k}{n}; \quad V_l = \frac{l}{p_k - p_d} \cdot \frac{D_k}{n},$$

то здесь также полезная площадь поршня F_p и рабочий ход поршня s_p , согласно зависимости

$$F_p \cdot s_p = V = V_w + V_l,$$

¹ По проф. Бергу. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, стр. 92.

должны быть определены таким образом, чтобы, с одной стороны, соответствующий площади F_p диаметр D_p был достаточен для образования в нагнетательных клапанах требуемого поперечного сечения прохода f_0 для воды при допуске уширении цилиндра, а с другой стороны, s_p при вышине щели

$$s = 0,8 s_p \text{ до } s_p$$

должен давать полный ход поршня $S_p = s_p + s$, при котором не была бы превышена средняя скорость поршня $c_{pm} = 1,5 \text{ м/сек.}$

Проток протекающей после воздуха воды начинается при положении поршня от своего верхнего мертвого положения на

$$x_p = \frac{V_w}{F_p}.$$

Так как скорость поршня в этот момент, при пренебрежении конечной длиной шатуна, составляет

$$c_p = \frac{S_p \cdot n \cdot \pi}{60} \cdot \sin \omega = c_{pm} \frac{\pi}{2} \cdot \sin \omega$$

при

$$\cos \omega = \frac{0,5 S_p - x_p}{0,5 S_p} = 1 - \frac{2 x_p}{S_p},$$

то свободное сечение прохода определяется ур-нием

$$f_0 = \frac{F_p \cdot c_p}{u}, \quad (125)$$

где u — допускаемая скорость воды при открывании нагнетательных клапанов, которая по возможности должна быть не более 3—4 м/сек.

Диаметр d_0 средней вытеснительной камеры определяется тем условием, чтобы при изображенном сплошными линиями положении поршня на фиг. 308, где поршень при нисходящем своем движении открывает щели, вода оставалась ниже края поршня на высоту y для надежного препятствования обратному поступлению воды из цилиндра через щели во внешнюю камеру. Это условие имеет место тогда, если насосное пространство

$$(F_3 - f_0) y + (F_p - f_0) s_p + V_0$$

над уровнем воды в том положении, при котором поршень при восходящем движении одновременно начинает накачивание, и накачиваемая вода уже находится в нем, равно описываемому поршнем объему, требуемому для откачивания воздуха,

$$V_1 = F_p \cdot s_p - V_w,$$

т. е. если

$$(F_3 - f_0) y - f_0 \cdot s_p + V_0 = - V_w,$$

откуда

$$f_0 = \frac{F_3 \cdot y + V_0 + V_w}{s_p + y}. \quad (126)$$

Здесь V_0 означает пространство, остающееся между краем поршня и крышкой цилиндра (до нагнетательного клапана) при верхнем мертвом положении поршня.

Для определения диаметра камеры D_1 необходимо принять показанное на фиг. 309 положение поршня, при котором наружный уровень воды расположен на одинаковой высоте с наружным краем поршня, и вода начинает переходить из приемника в поршень. Щели тогда уже открыты на величину z , чтобы до начала и по окончании поступления воды накачиваемый воздух также мог вытекать из приемника. При этом положении верхний край поршня удален от своего нижнего мертвого положения на отрезок $s_1 = s - z$, и уровень воды, достигающий в камере наивысшего своего положения, по фиг. 309, расположен на h_1 под этим краем поршня. Значение h_1 должно быть выбрано таким образом, чтобы вода не ударила

о верхнюю стенку камеры, а чтобы оставалось достаточное пространство для поступающего в приемник воздуха. При этом должна существовать пропорция

$$s_1 : h_1 = S_p : H_p.$$

так что подъем наружного уровня воды составляет

$$H_p = \frac{h_1}{s_1} S_p. \quad (127)$$

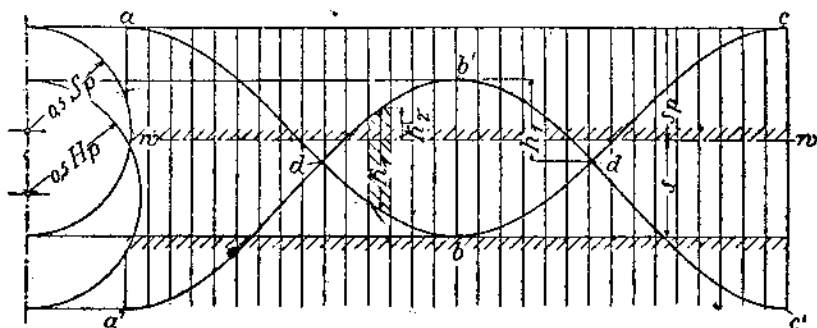
Затем, так как поршень при переходе из своего наивысшего в наименьшее положение обратно вытесняет в приемник количество воды $F_p \cdot S_p$, то получается

$$F_p \cdot S_p = (F_1 - F_2) H_p,$$

или

$$F_1 = F_2 + F_p \frac{s_1}{h_1}. \quad (128)$$

Наконец, необходимо еще проверить, может ли перейти из приемника в цилиндр количество воды V_w в течение того периода времени, пока наружный уровень воды расположен выше верхнего края поршня, так как в противном случае произошло бы скопление воды в приемнике. Это исследование лучше всего произвести графически по способу проф. Берга, начертивши, как на фиг. 311, линию abc пути верхнего



Фиг. 311.

края поршня, приводимого в движение кривошипом радиусом $0,5 S_p$, а также линию $a'b'c'$ пути наружного уровня воды, который можно себе представить приведенным в движение кривошипом с радиусом $0,5 H_p$. Высшая точка b' последней кривой расположена на высоте h_1 над точками пересечения d обеих кривых, а высшие точки a с первой линии расположены на высоте s_p над краем щели $w-w$. Затем каждая часть кривых пути поршня между двумя последовательными вертикалями соответствует времени $t = \frac{60}{n} \cdot i$, где i означает число частей, на сколько разделены круги кривошипов. Наконец, k_1 изображает среднюю высоту наружного уровня воды над верхним краем поршня, k_2 — высоту его над верхним краем щелей в течение отдельных промежутков времени t . Тогда при полной ширине щелей b в течение каждого хода поршня переливается количество воды

$$Q = \frac{2}{3} 0,6 \sqrt{2g} \sum \left(k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} \right) b \cdot t. \quad (129)$$

Значение Q должно быть больше V_w .

§ 145. Примеры расчета мокровоздушного насоса со всасывающими щелями.

1. Определить размеры воздушного насоса рассчитанной на стр. 33 прямоточной паровой машины Гревенбройхского машиностроительного завода, если давление в конденсаторе должно быть $0,1 \text{ ата}$ и продукты охлаждения обратно охлаждаются в охладительной башне.

Если примем наибольшую мощность машины в 400 и. л. с. и расход пара для нее в 5,5 кг/л. с. ч., то вес подлежащего конденсации отработавшего пара составит

$$D_k = \frac{400 \cdot 5,5}{60} = 36,7 \text{ кг/мин.}$$

Пусть температура теплой воды t_w'' будет на $5,6^\circ$ ниже соответствующей давлению p_k температуры насыщения $45,6^\circ\text{Ц}$, т. е. пусть $t_w'' = 40^\circ\text{Ц}$; ширину охлаждающего пояса $(t_w'' - t_w')$ башни (см. §151) примем для надежности только в 13°Ц . По ур-ниям (115) и (116), стр. 286 и 287, при $\lambda_k = 600$, ед. тепл. и $\mu = 1,8$ ($Z = 0$) находим

$$m = \frac{600 - 40}{13} = 43 \text{ кг,}$$

$$l = 0,02 \cdot 43 + 1,8 = 2,66 \text{ л,}$$

и накачиваемый для каждого оборота объем воды и воздуха по ур-нию (122), стр. 296, при $\varphi = 1$, $n = 180$, $p_d = 0,075 \text{ ата}$ (соответственно $t_w'' = 40^\circ\text{Ц}$), будет

$$V = \left(44 + \frac{2,66}{0,1 - 0,075}\right) \frac{36,7}{2 \cdot 180} = 15,3 \text{ л.}$$

Воздушный насос (фиг. 1, табл. 22) в готовой машине имеет диаметр 400 мм, следовательно рабочий ход поршня должен составлять

$$s_p = \frac{15,3}{4 \cdot \frac{\pi}{4}} \cong 1,25 \text{ дм} = 125 \text{ мм,}$$

а при высоте щели $s = 55 \text{ мм}$ (в исполнении только 50 мм) полный ход поршня должен составлять 180 мм. Средняя скорость поршня насоса тогда будет

$$c_{pm} = \frac{0,18 \cdot 180}{30} = 1,08 \text{ м/сек,}$$

и так как щели в полости цилиндра (см. разрез А—В на фиг. 1, табл. 22) имеют общую длину

$$400 \pi - (2 \cdot 100 + 6 \cdot 50) = 757 \text{ мм,}$$

то поперечное сечение щелей должно быть только

$$\frac{1256,7 \cdot 1,08}{75,5 \cdot 5,5} = \frac{F_p \cdot c_{pm}}{3,25}.$$

Из 19 нагнетательных клапанов с каждой стороны поршня каждый дает свободное сечение прохода $f_k = 37 \text{ см}^2$, следовательно средняя скорость смеси в этих клапанах по ур-нию (124), стр. 297, имеет допустимую величину

$$u = \frac{1256,7 \cdot 1,08}{37 \cdot 19} \cong 1,93 \text{ м/сек.}$$

Всасывающая труба насоса, по которой в 1 сек должно проходить смеси

$$\left(m + 1 + \frac{l}{p_k - p_d}\right) \frac{D_k}{60} = \left(44 + \frac{2,66}{0,1 - 0,075}\right) \frac{36,7}{60} = 91,8 \text{ л} = 0,0918 \text{ м}^3,$$

при средней скорости смеси $u = 2 \text{ м/сек}$, должна иметь поперечное сечение и соответственно диаметр

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{0,0918}{2} = 0,0459 \text{ м}^2; \quad d \cong 0,25 \text{ м.}$$

Нагнетательная труба, по которой в 1 сек проходит смеси

$$(m + 1 + l) \frac{D_k}{60} = (44 + 2,66) \frac{36,7}{60} = 28,6 \text{ л} = 0,0286 \text{ м}^3$$

при $u = 1 \text{ м/сек}$ должна иметь площадь сечения

$$0,0285 \text{ м}^2 \text{ и диаметр } 190 \text{ мм.}$$

Последний в исполненном насосе составляет 200 мм.

При конденсаторе по фиг. 291, стр. 291, внутренний диаметр впрыскивающей трубы в 125 мм соответствует количеству протекающей смеси

$$m \cdot \frac{D_k}{60} = 43 \cdot \frac{36,7}{60} = 26,3 \text{ л} = 0,0263 \text{ м}^3/\text{сек}$$

со скоростью

$$u = \frac{0,0263}{0,0123} \cong 2,14 \text{ м/сек.}$$

Для паровыпускной трубы внутренним диаметром 450 мм по ур-нию (56), стр. 112, при полезной площади поршня $O = 50^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ парового цилиндра со стороны крышки и при скорости поршня $c_m = 3,9 \text{ м/сек}$ получается

$$w = \frac{50^2 \cdot 3,9}{45^2} \cong 4,8 \text{ м/сек.}$$

2. Для количества отработавшего пара в 5000 кг/час и потребности в охлаждающей воде $m = 29 \text{ кг}$ (на 1 кг пара) требуется определить размеры вертикального воздушного насоса с вытеснительной камерой и всасывающими щелями по фиг. 2, табл. 22, при $n = 130$ оборотов в минуту.

Накачиваемое в течение одного оборота количество воды составляет

$$V_w = \frac{30 \cdot 5000}{60 \cdot 130} = 19,3 \text{ л.}$$

При объеме воздуха, приходящемся на 1 кг пара в конденсаторе, по данным стр. 287:

$$\frac{i}{p_k - p_d} = 2 (m + 1) = 60 \text{ л.}$$

объем накачиваемого воздуха будет

$$V_i = 2 \cdot 19,3 = 38,6 \text{ л.}$$

Если диаметр и площадь сечения поршня выбраны по фиг. 2, табл. 22, соответственно $D_p = 0,7 \text{ м}$ и $F_p = 0,3848 \text{ м}^2$, то всему накачиваемому объему $V = V_w + V_i$ удовлетворяет рабочий ход поршня

$$s_p = \frac{19,3 + 38,6}{1000 \cdot 0,3848} = 0,15 \text{ м.}$$

а вместе с высотой щелей $s = 0,13 \text{ м}$ полный ход поршня будет 0,28 м, а средняя скорость поршня будет

$$c_{pm} = \frac{0,28 \cdot 130}{30} = 1,21 \text{ м/сек.}$$

Прохождение воды через нагнетательные клапаны, согласно данным на стр. 300, начинается при положении поршня на расстоянии

$$x_p = \frac{0,0193}{0,3848} \cong 0,05 \text{ м}$$

от своего верхнего мертвого положения. Соответствующий угол поворота насосного кривошипа определяется из ур-ния

$$\cos \omega = 1 - \frac{2 \cdot 0,05}{0,28} = 0,642$$

и составляет

$$\omega = 50^\circ;$$

а скорость поршня

$$c_p = 1,21 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \sin 50^\circ = 1,45 \text{ м/сек.}$$

$$f_v = \frac{0,3848 \cdot 1,45}{4} \cong 0,14 \text{ m}^2.$$

Для определения диаметра d_0 вытеснительной камеры из ур-ния (126), стр. 300, примем расстояние уровня воды от верхнего края поршня при открытии щели $y = 0,035$ м, а пространство между верхним краем поршня и крышечкой цилиндра при наивысшем положении поршня примем в $V_0 = 0,15$ $V = 0,15 \frac{19,3 + 38,6}{1000} = 0,0087$ м³. Тогда при $D_3 = 0,66$ м (толщина стенок поршня 20 мм) получается

$$d_2 = 0,525 \text{ м} \cong 530 \text{ мм.}$$

$$s_1 = s - z = 0,13 - 0,03 = 0,1 \text{ м}, h_1 = 0,11 \text{ м}.$$

$$D_1^2 \frac{\pi}{4} = 0,742^2 \frac{\pi}{4} + 0,3848 \frac{0,1}{0,11} = 0,7824 \text{ м}^2,$$

$$D_1 \cong 1 \text{ } \mu = 1000 \text{ } \mu\mu.$$

$$H_p = \frac{0,11}{0,1} 0,28 = 0,308 \text{ м.}$$

k_1	k_2	при	$k_1 \frac{3}{2}$	$k_2 \frac{3}{2}$
0,035	— *		0,00655	—
0,088	0,016 *		0,02010	0,00202
0,132	0,042 *		0,04796	0,00861
0,172	0,061 *		0,07134	0,01507
0,198	0,073 *		0,08811	0,01972
0,210	0,080 *		0,09623	0,02263
			0,33629	0,06805

$$\sum \left(k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} \right) = 2 (0,33629 - 0,06805) = 0,5365$$

$$t = \frac{60}{130 + 30} = 0,0154 \text{ сек},$$

из уравнения (129), стр. 301, находим при всей ширине щелей $b = 1,62 \text{ м}$

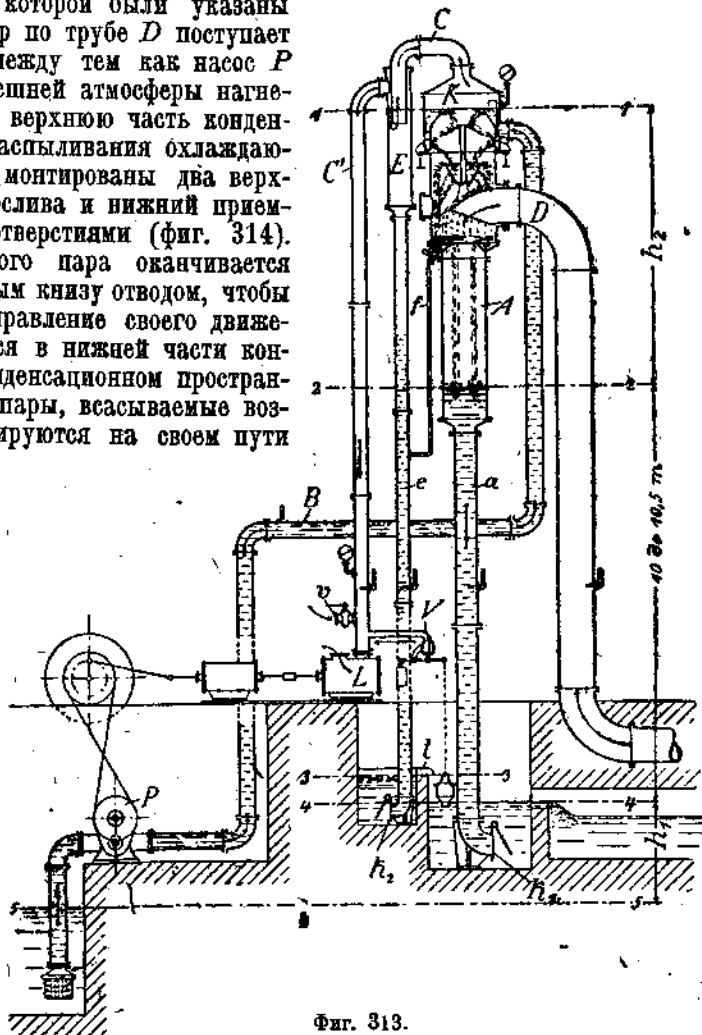
$$Q = \frac{2}{3} 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5365 \cdot 1,62 \cdot 0,0154} = 0,0237 \text{ м}^3,$$

которое не должно быть меньше $V_{\text{н}}$.

Диаметры отдельных трубопроводов определяются по способу, указанному в предыдущем примере.

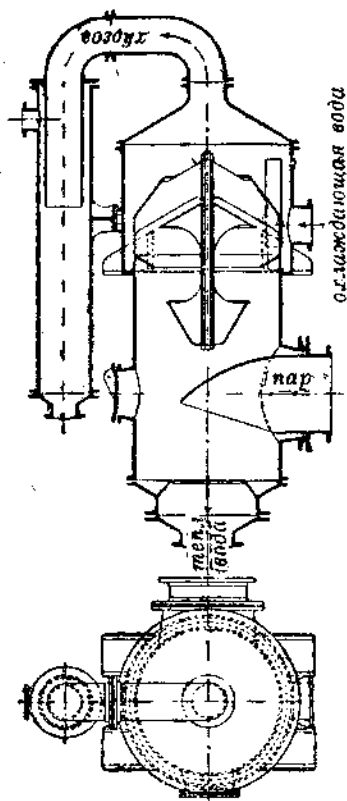
§ 146. Конденсация смешением с противотоками и сухим воздушным насосом. На фиг. 313 изображена центральная конденсация системы Вейса с противотоками, преимущества которой были указаны в § 140. Отработавший пар по трубе D поступает в конденсатор K внизу, между тем как насос P совместно с давлением внешней атмосферы нагнетает охлаждающую воду в верхнюю часть конденсатора по трубе B . Для распыливания охлаждающей воды в конденсаторе монтированы два верхних колоколообразных водослива и нижний приемник с вырскивающими отверстиями (фиг. 314). Паровая труба для мягкого пара оканчивается в конденсаторе направленным книзу отводом, чтобы пар сперва переменял направление своего движения и более долго оставался в нижней части конденсатора — собственно конденсационном пространстве. Не сгущенные здесь пары, всасываемые воздушным насосом, конденсируются на своем пути вверх у водослизов. Вода в кольцевом пространстве между верхним водосливным колоколом и наружной стенкой конденсатора стоит на уровне $1-1$ и сама собой вливается в нижний бассейн по барометрическому спускному сосуду A с присоединенной к нему трубкой a . В трубе a и сосуда A вода под давлением внешней атмосферы подымается на некоторую высоту, обусловливаемую степенью разрежения, причем поступающая вверх вода внизу опять стекает; наконец возвратный клапан k_1 препятствует обратному поступлению воды в трубу a и колебательному движению водяного столба в этой трубе вверх и вниз, если по какой-либо причине, как, например, неосторожному открытию крана в трубу внезапно поступают значительные количества воздуха.

Воздух откачивается помощью насоса L из верхней части конденсатора по трубопроводу C, C' . В этот трубопровод включено предохранительное приспособление E , спускная труба e которого внизу оканчивается в особом водяном резервуаре и там снабжена клапаном k_2 . Предохранительное приспособление начинает действовать тотчас же, как только воздушный насос отсасывает из конденсатора слишком много воздуха. Тогда оно не только откачивает воздух из верхней части конденсатора, но также стягивает вверх пар, который здесь осаждается в охлаждающей воде. Образованная таким образом конденсационная вода, а при некоторых обстоятельствах и охлаждающая вода, через трубу C поступает в E , и если труба e не допу-



Фиг. 313.

скает спуска ее, она поступает в воздушный насос. Выпускаемая из *e* вода по вставному жолобу *t* стекает в подвешенное ведро, которое при своем опускании вниз открывает клапан *V*, сообщенный с трубой *C'* помощью небольшой трубки. Таким путем в этот трубопровод поступает воздух, причем отсасывание воздуха из конденсатора уменьшается, и переход воды в *E* прекращается: Ведро тогда опорожняется, и противовес опять закрывает клапан *V*. Для предупреждения замерзания столба воды в *e* в зимнее время от конденсатора к трубе *e* направлена нагревательная трубка *f*. Если насос для холодной воды и воздушный приводятся в движение одним двигателем, то для регулирования количества всасываемого конденсатором воздуха имеется еще кран *g*.



Фиг. 314.

В качестве насоса для холодной воды не применяются центробежные насосы, а большей частью устанавливаются более дешевые коловратные насосы. Вследствие изменяющейся вместе с разрежением высоты всасывания центробежный насос не в состоянии был бы доставлять требуемое количество охлаждающей воды при неизменном числе оборотов. Насос для холодной воды должен поднять воду на высоту $h_1 + h_2$ и для надежности работы является даже неизбежным, как, например, при высоко установленном градирне, когда уровень воды 5—5' расположен над поверхностью ($h_1 + h_2 \leq 0$) выше уровня 4—4', что конденсатор может автоматически засасывать охлаждающую воду, так как при отсутствии насоса для холодной воды конденсатор допускал бы полное падение воды при уменьшении разрежения вследствие излишнего поступления пара.

Нижний фланец конденсатора должен быть расположен на высоте от 10 до 10,5 м над наивысшим подпорным уровнем воды 4—4'. Плоскость 3—3 должна быть расположена на 0,35 до 0,6 м над последним уровнем.

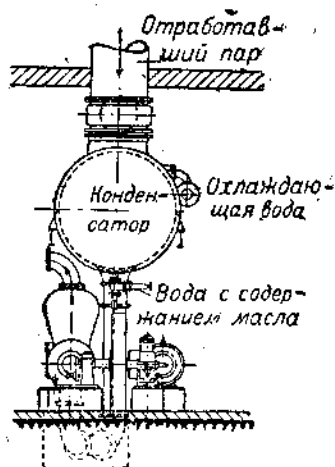
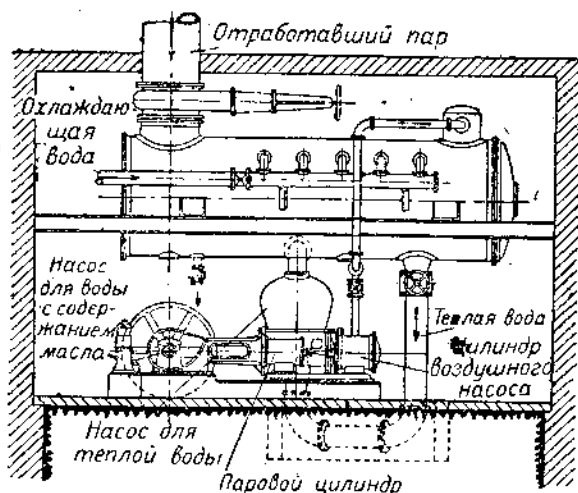
Конденсация с противотоком на фиг. 315 расположена в подвале и не действует барометрически. Насос для теплой воды устроен двойного действия и вместе с сухим воздушным насосом и отдельным насосом для воды с примесью масла приводится в движение горизонтальной паровой машиной.

На фиг. 316 изображена конструкция горизонтально расположенного конденсатора. Поступающий слева сверху пар сперва проходит через устроенный в конденсаторе маслоотделитель и затем принимает путь, показанный стрелкой. Охлаждающая вода впрыскивается из общей распределительной трубы *E* помощью 6 мундштуков и падает вниз частью через отверстия двух горизонтальных промежуточных перегородок и частью сбоку через водослив вниз. Воздух всасывается сверху справа. Спуск воды с маслом производится по отросткам *m*, *m*.

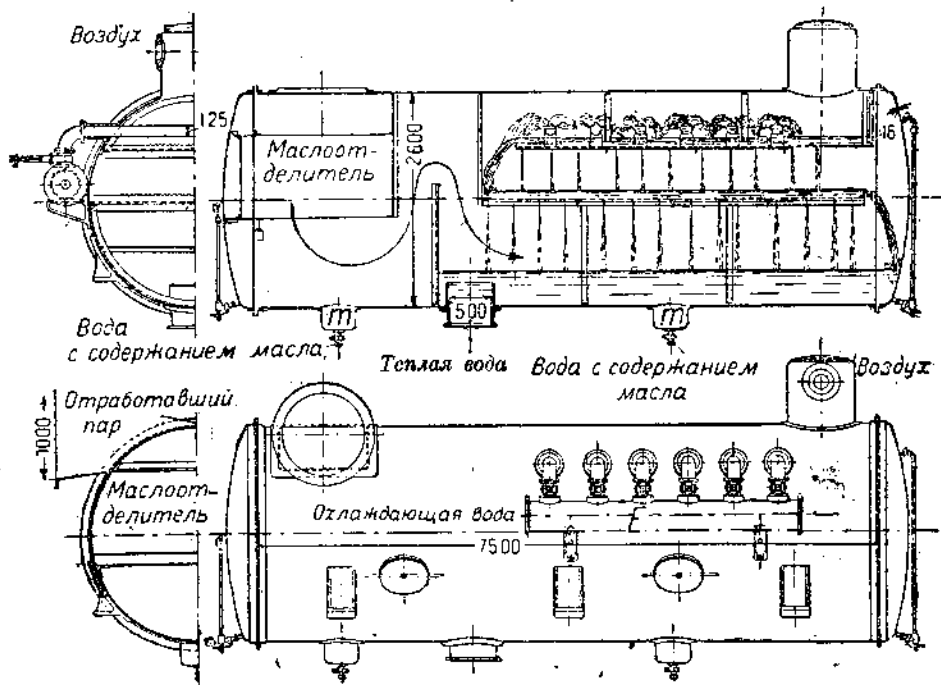
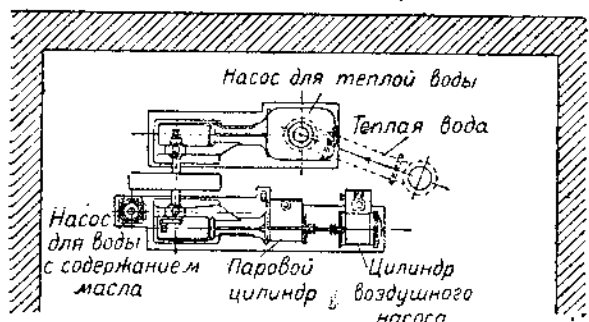
Горизонтальное устройство конденсатора имеет то преимущество, что впрыскивающие мундштуки могут быть расположены на незначительной высоте над уровнем воды в конденсаторе и что в конденсаторе могут помещаться большие количества воды. Первое обстоятельство ограничивает строительную высоту конденсатора и потребную для его действия работу, а второе делает конденсатор малочувствительным к ударам пара, происходящим при сильно меняющемся расходе пара.

§ 147. Сухие воздушные насосы. Эти насосы, в противоположность мокро-воздушным насосам, служат для откачивания одного только воздуха. Относительно их устройства необходимо заметить следующее:

Цилиндр и крышки всегда снабжаются водяным охлаждением, так как в противном случае температура стенок цилиндра вследствие развиваемой при сжатии теплоты была бы слишком высока. С охлаждением связан небольшой выигрыш



315. Конденсация смешением с противотоком и маслоотделением „Патент Зорге“, о-ва построения конденсации б. О. Зорге, Берлин-Грюневальд.

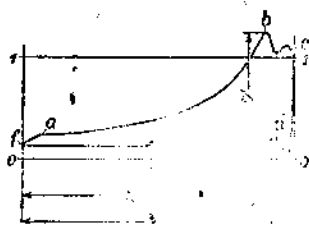


Фиг. 316. Конденсатор смешения с противотоком, к фиг. 315.

работы (до 8%). Распределение сухих воздушных насосов в настоящее время большей частью производится плоскими или круглыми золотниками. На распределение простирается только на начало и конец всасывания, а также на начало сжатия; конец выталкивания ограничивается автоматическим клапаном или соответствующей заслонкой, выпускающей сжатый воздух наружу и препятствующей обратному поступлению атмосферного воздуха. Золотники снабжаются перепускным каналом, впервые предложенным Вейсом и в настоящее время вошедшим в общее употребление.

Находящийся во вредном пространстве цилиндра при мертвом положении поршня воздух под атмосферным давлением, раньше поступления воздуха из конденсатора за поршень насоса, должен сперва быть разрежен до давления всасывания.

Так как относительное расширение очень значительно, например, при давлении всасывания $p'' = 0,01 \text{ ат}$ оно составляет 10, то поршень проходит очень большую часть своего пути совершенно бесполезно. В упомянутом случае объем воздуха должен быть увеличен в 10 раз, т. е. при объеме вредного пространства в 5% в $10 \cdot 0,05 = 0,5$ объема, описываемого поршнем. При этом поршень до начала всасывания воздуха должен совершать 0,045 своего хода, и объемный коэффициент полезного действия насоса составляет только $1 - 0,45 = 0,55$. Посредством перепускного канала вредное пространство вскоре после начала хода приходит



Фиг. 317.

в сообщение с другой стороной поршня, где в это время как раз начинается сжатие засосанного при предыдущем ходе поршня воздуха и где существует весьма небольшое только давление. Получающееся давление смеси значительно ниже 1 ат, и вследствие этого давление всасывания достигается раньше, и объемный коэффициент полезного действия увеличивается. Но во всяком случае с перепуском связана небольшая потеря работы.

На фиг. 317 изображена диаграмма воздушного насоса с переводным клапаном по Köster'у. Кривая ab соответствует сжатию засосанного воздуха до давления сжатия p' ; bc — выталкиванию воздуха. От c до d и соответственно от f до a обе стороны поршня находятся в сообщении между собой. Кривая de изображает расширение воздуха во вредном пространстве, ef — засасывание воздуха из конденсатора.

Построение сухих воздушных насосов составляет специальность некоторых заводов.

Объем V , описываемый поршнем (произведение из площади поршня на ход), сухого воздушного насоса в литрах должен удовлетворять условию (130)

$$V = \frac{l \cdot D_k}{2 \cdot \varphi \cdot n (p_k - p_a)},$$

где опять означают:

l — приходящееся на кг пара количество воздуха в литрах (см. стр. 287),

D_k — количество конденсируемого пара в кг/мин,

φ — от 0,9 до 0,95 — коэффициент производительности насоса;

p_a означает давление насыщения, соответствующее температуре

$$t_w' + 4 + 0,1 (t_w'' - t_w').$$

§ 148. Пример выполненной конденсации смещением с противотоками. На фиг. 318 приведены размеры конденсатора с противотоками Вейса для веса сгущенного пара $D_k = 125 \text{ кг/мин}$. По приведенным в § 144 данным расчет производится таким образом:

Требуемое количество охлаждающей воды на 1 кг пара при температуре холодной воды $t_w' = 15^\circ$ и теплой $t_w'' = 45^\circ$ (соответственно давлению конденсатора 0,1 ата), согласно ур-нию (115), составляет

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 15} = 18,5 \text{ кг},$$

а следовательно, весь расход охлаждающей воды будет:

$$W = 18,5 \cdot 125 = 2312,5 \text{ кг/мин}.$$

При длине трубопровода для мягкого пара $Z = 50$ м количество отсасываемого воздуха, отнесенного к атмосферному давлению, по ур-нию (116), стр. 287, составляет $l = 0,02 \cdot 18,5 + 1,8 + 0,01 \cdot 50 = 2,67$ л на 1 кг пара при атмосферном давлении. Объем, описываемый поршнем сухого воздушного насоса при p_a , равном давлению, соответствующему температуре насыщения $t_w' + 4 + 0,1$ ($t_w'' - t_w'$) = 22°C, т. е. по табл. 2 «Прибавления», равном 0,025 атмосферы, для $\varphi = 0,9$ и $n = 140$, согласно ур-нию (130), составляет:

$$V = \frac{2,67 \cdot 125}{2 \cdot 0,9 \cdot 140 \cdot 0,075} = 17,65 \text{ л.}$$

Цилиндр воздушного насоса имеет диаметр 270 мм и ход поршня 320 мм, следовательно, объем, описываемый поршнем, составляет:

$$2,7^2 \frac{\pi}{4} \cdot 3,2 = 18,24 \text{ л.}$$

Внутренний диаметр всасывающей трубы этого насоса при скорости воздуха 6 м/сек должен давать площадь поперечного сечения

$$\frac{2,67 \cdot 125}{60 \cdot 1000 \cdot 0,075} \cdot \frac{1}{6} = 0,0124 \text{ м}^2,$$

т. е. должен составлять около 125 мм. Нагнетательный трубопровод сделан такого же размера.

В качестве насоса для холодной воды выбран насос с вращающимся поршнем, подающий 2300 литров воды в минуту при 110 оборотах в минуту. Всасывающая и нагнетательная трубы этого насоса при скорости воды 1,25 м/сек должны иметь поперечное сечение прохода

$$\frac{2,3}{60 \cdot 1,25} = 0,0307 \text{ м}^2$$

или внутренний диаметр

$$\sim 200 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр паропроводной трубы, по ур-нию (121), стр. 288, составляет:

$$d = \frac{125^{0,4}}{15} \left(1 + \frac{50}{600}\right) \cong 0,5 \text{ м} = 500 \text{ мм.}$$

Расход работы на конденсацию составляет:

для поднятия охлаждающей воды при высоте $h' = h_1 + h_2$ (фиг. 313) не больше 7,5 м, по ур-нию (117), стр. 287:

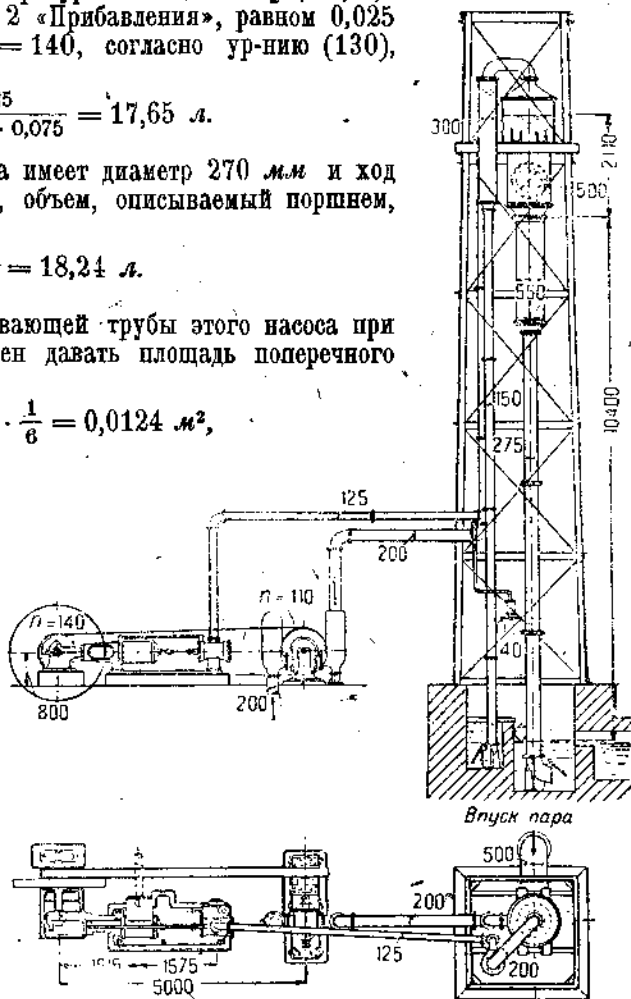
$$N_k' = \frac{2312,5 \cdot 7,5}{60 \cdot 75} \cong 4 \text{ и. л. с.}$$

для удаления воздуха по ур-нию (119):

$$N_k'' = \frac{1,5 \cdot 267 \cdot 125}{60 \cdot 75} \cdot 10 \ln \frac{1 - 0,025}{0,075} \cong 2,85 \text{ и. л. с.},$$

а вся работа, при механическом коэффициенте полезного действия насоса в 0,7, составляет:

$$N_k = \frac{1}{0,7} (4 + 2,85) \cong 9,8 \text{ д. л. с.}$$



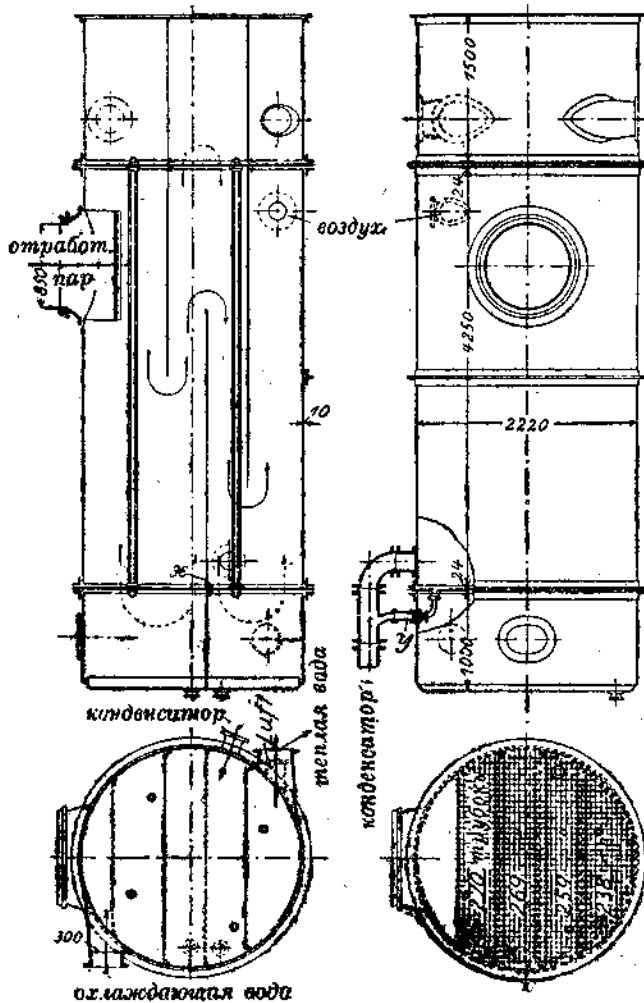
Фиг. 318. Конденсатор и установка конденсации смешением Вейса машиностр зав. Змягергаузен.

При обратном охлаждении теплой воды сюда прибавляется еще работа, потребная для поднятия этой воды на охлаждающее приспособление.

§ 149. Поверхностная конденсация. При этой конденсации пар омывает пучок труб, по которым протекает охлаждающая вода. В редких случаях охлаждение происходит обратным порядком, т. е. пар проходит по трубкам, а вода омывает их снаружи. Пар и охлаждающая вода постоянно движутся в виде противотоков.

По сравнению с конденсацией смешением поверхностная конденсация имеет то преимущество, что сконденсированный пар не приходит в соприкосновение с охлаждающей водой, и вследствие

этого постоянно употребляемые для питания котла продукты конденсации, при условии тщательного отделения масла от мягкого пара до поступления его в конденсатор, образуют собой подогревку и свободную от накипеобразователей питательную воду. Это обстоятельство имеет весьма важное значение в тех случаях, когда питательная вода богата накипеобразователями, или когда по системе котла чистка его чрезвычайно затруднительна, и сопряженное с этим сбережение по Киссельбаху ¹⁾ составляет до 15 и 20%. Дальнейшее преимущество поверхностной конденсации состоит в том, что количество, хотя не особенно значительное, выделяемого охлаждающей водой воздуха не поступает в конденсаторное пространство. Поэтому воздушному насосу остается откачивать только воздух, поступающий в конденсатор через различные неплотности, а следовательно он может иметь меньшие размеры и требует меньшего расхода работы (в среднем 1%). Расход охлаждающей воды и начальная стоимость, наоборот, при поверхностном охлаждении больше. Охлаждающая вода при этой конденсации отнимает тепло

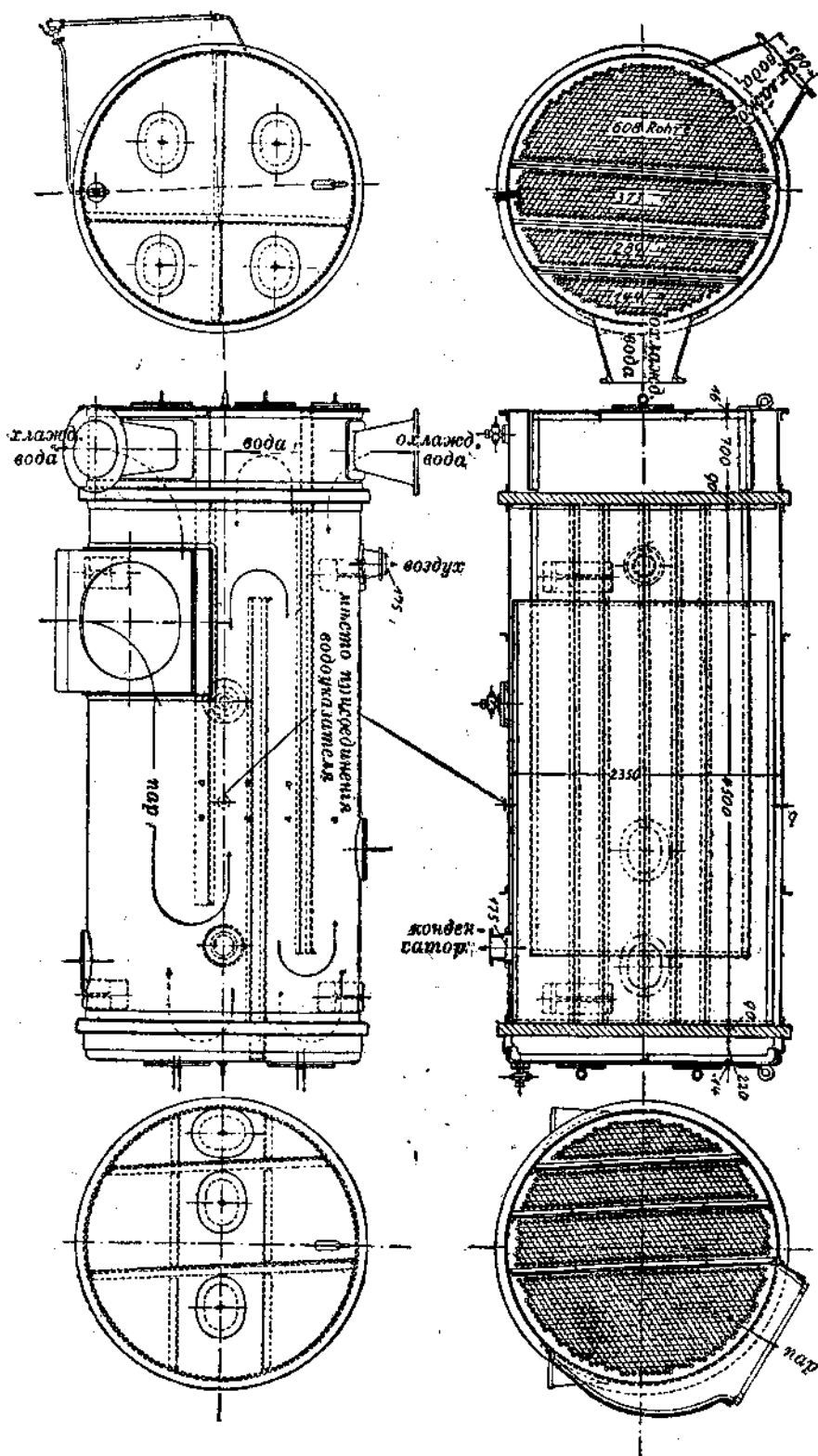


Фиг. 318. Открытый поверхностный конденсатор Шварца в Дортмунде.

от отработанного пара только путем проводимости и поэтому никогда не может быть нагрета до температуры конденсируемого пара. Кроме того неустраняемое при некоторых конструкциях осаждение ила из охлаждающей воды с течением времени понижает действие охлаждающих поверхностей.

Поверхностные конденсаторы строятся открытые и закрытые. Открытые конденсаторы вследствие большей их доступности служат для мутной воды. Они устраиваются в виде элементарных резервуарных и оросительных конденсаторов. В элементарных конденсаторах, которые вследствие недостаточного охлаждающего действия в настоящее время больше не строятся, пар проходит по трубкам, которые в виде отдельных элементов или группы своими концами развальцованы в плоских

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1896, стр. 1315.

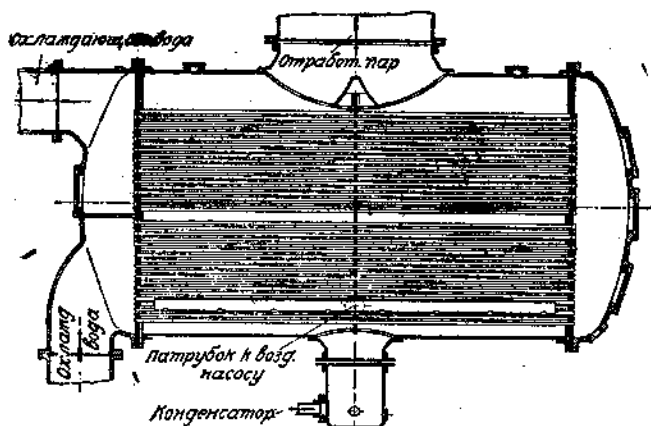


Фиг. 320. Поверхностный конденсатор о-ва конденсационных устройств бывш. О. Зорге, Берлин-Грюневальд.

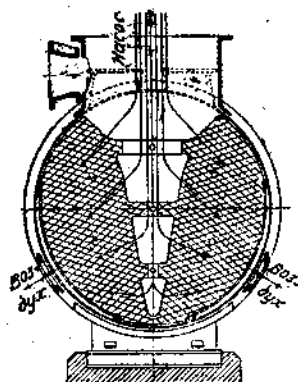
сборниках и расположены в открытых водных резервуарах. Открытые резервуарные конденсаторы в настоящее время также находят себе мало применения. На фиг. 319 изображен применяемый при дороговизне или ограниченности места вертикальный конденсатор. Охлаждающая вода проходит по трубам два раза вверх и вниз. Нижний резервуар при этом служит для осаждения примесей из воды; α изображают проходные отверстия для части конденсационной воды, которая, не стекая по главной трубе, поступает в нее через y . Наконец, оросительные конденсаторы состоят из трубных змеевиков, по которым протекает отработавший пар и на которые падает охлаждающая вода в мелко раздробленном состоянии. Действие этих конденсаторов чрезвычайно энергично, так как вода охлаждает трубы не только путем проводимости, но также и путем испарения. Охладительный запас в них, наоборот, большей частью незначителен. Применение этих конденсаторов совершенно прекратилось.

Применяемые в настоящее время большей частью закрытые конденсаторы по фиг. 320 состоят из средней части с трубами и трубными днищами и двух водяных камер. Отработавший пар поступает в среднюю часть и омывает трубки по направлению изображенных на плане сплошных стрелок. Охлаждающая вода, поступающая в одну из камер, проходит по пучку трубок противоположно пару по направлению штриховых стрелок. Как пар, так и охлаждающая вода при помощи вставленных в средней части и в обеих камерах перегородок, понуждаются к многократному проходу пучка трубок. Воздух откачивается из средней части возле впуска воды, т. е. в самом холодном месте, а продукты охлаждения откачиваются из средней части с противоположной стороны внизу. Мертвые углы, в которых застаивается поднимающийся вверх воздух, должны быть по возможности избегнуты.

В настоящее время пар впускается в конденсатор перпендикулярно направлению длины трубок сверху (конденсатор с поперечным током), как на фиг. 321, где направляющая перегородка распределяет пар по обе стороны, или по фиг. 322, где



Фиг. 321. Конденсатор с поперечным током машиностр. акад. о-ва Бальже в Бокуме. ¹⁾



Фиг. 322. Конденсатор Броун Бовери и К^о в Мангейме.

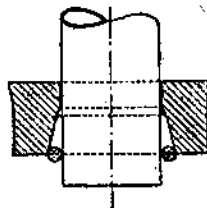
пар из свободного среднего суживающегося внизу пространства поступает в обе группы трубок полной шириной. При конденсаторе по фиг. 321 воздух, для избежания мертвых углов, откачивается по всей длине помощью отсасывающей трубы, а конденсат скапливается в особом горшке. На фиг. 322 воздух отводится с обеих сторон, причем с каждой стороны установленный спереди просверленный лист в связи с убывающим проходным сечением образует равномерное отсасывание.

¹⁾ Фирма в настоящее время располагает трубы своих конденсаторов не вертикально одну над другой, а по Жинаба—косыми рядами, взаимно смещенные. Стекающий с каждой трубки конденсат поступает на ближайшую, ниже лежащую, трубу, не на верхнюю, а на боковую часть ее боковой поверхности. Таким образом, конденсат обходит только вокруг нижней четверти трубы, так что три четверти окружности труб остаются свободными от обтекания конденсатом, и поэтому достигается лучшая теплопередача.

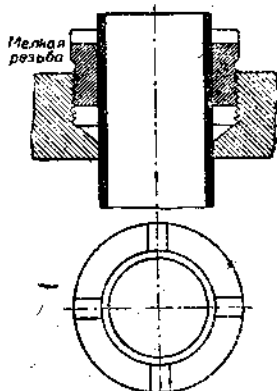
При наклонно расположенных перегородках для отдельных групп труб конденсат из отдельных частей конденсатора отводится отдельно с целью предупреждения стекания воды на нижние трубы. Остаток конденсата, испытывающий при этом некоторое воздушное охлаждение, отсасывается мокрым воздушным насосом (противоточный конденсатор, *Contreflow-condensator*).

Трубы поверхностных конденсаторов или развальцовываются в трубных днищах, или же уплотняются в них помощью одних только резиновых колец по фиг. 323, или же помощью нарезанных мелкой винтовой резьбой сальников с хлопчатобумажным или резиновым кольцом по фиг. 324.

Уплотнение сальниковой набивкой дорого и поэтому некоторыми фирмами применяется только для первых труб, подверженных удару пара; они, подобно резиновым набивкам, допускают беспрепятственное расширение и более легкую замену трубок, нежели вальцовка. При набивке по фиг. 325 для каждой группы трубок служит одна общая резиновая пластина, снабженная круглыми отверстиями размером в $\frac{2}{3}$ диаметра холодильных трубок конденсатора. Эти отверстия укреплены отдельно посаженными на них кольцами, и в концы трубок, для вставления их в резиновую пластину, вставляются гладкие деревянные пробки *х*. После вставления трубок в отверстия пластин последние своими кольцами образуют собой манжеты, находящиеся под упругим давлением резины и под избытком давления водяной камеры над разреженным пространством конденсатора.



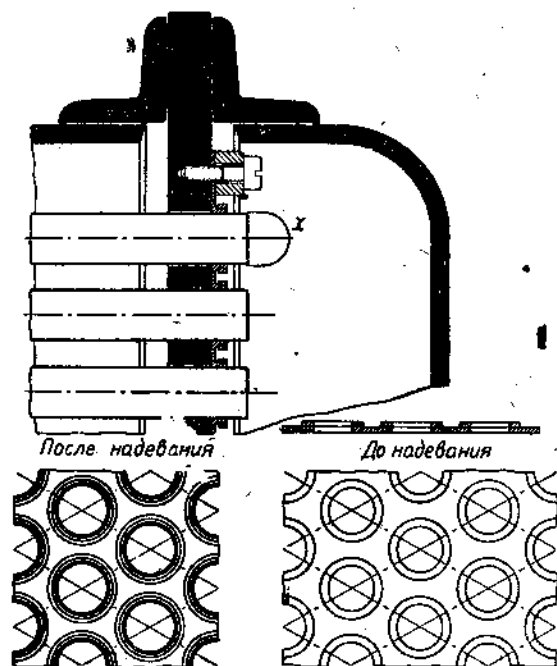
Фиг. 323. Уплотнение труб ниж. Г. Политц.



Фиг. 324.

Трубы изготавливаются из высококачественной латуни с содержанием меди до 70%. Наружный диаметр труб делается в 25 до 32 мм, а толщина стенок до 1,3 мм; длина трубок (до 4,2 м) делается в 80—100 раз больше наружного диаметра; более длинные трубки должны поддерживаться помощью отдельной поперечной перегородки.

Общее расположение поверхностной конденсации показано на фиг. 326. Отработавший пар сперва проходит через маслоотделитель *Е* и затем поступает в конденсатор *К*. Для приведения в движение насоса служит вертикальная поршневая паровая машина. Сухой воздушный насос *Л* расположен над паровым цилиндром. Насос для охлаждающей воды *Р* представляет собой ротационный насос, который вместе с конденсационным насосом *С*, насосом для масляной воды *О* и паровой машиной

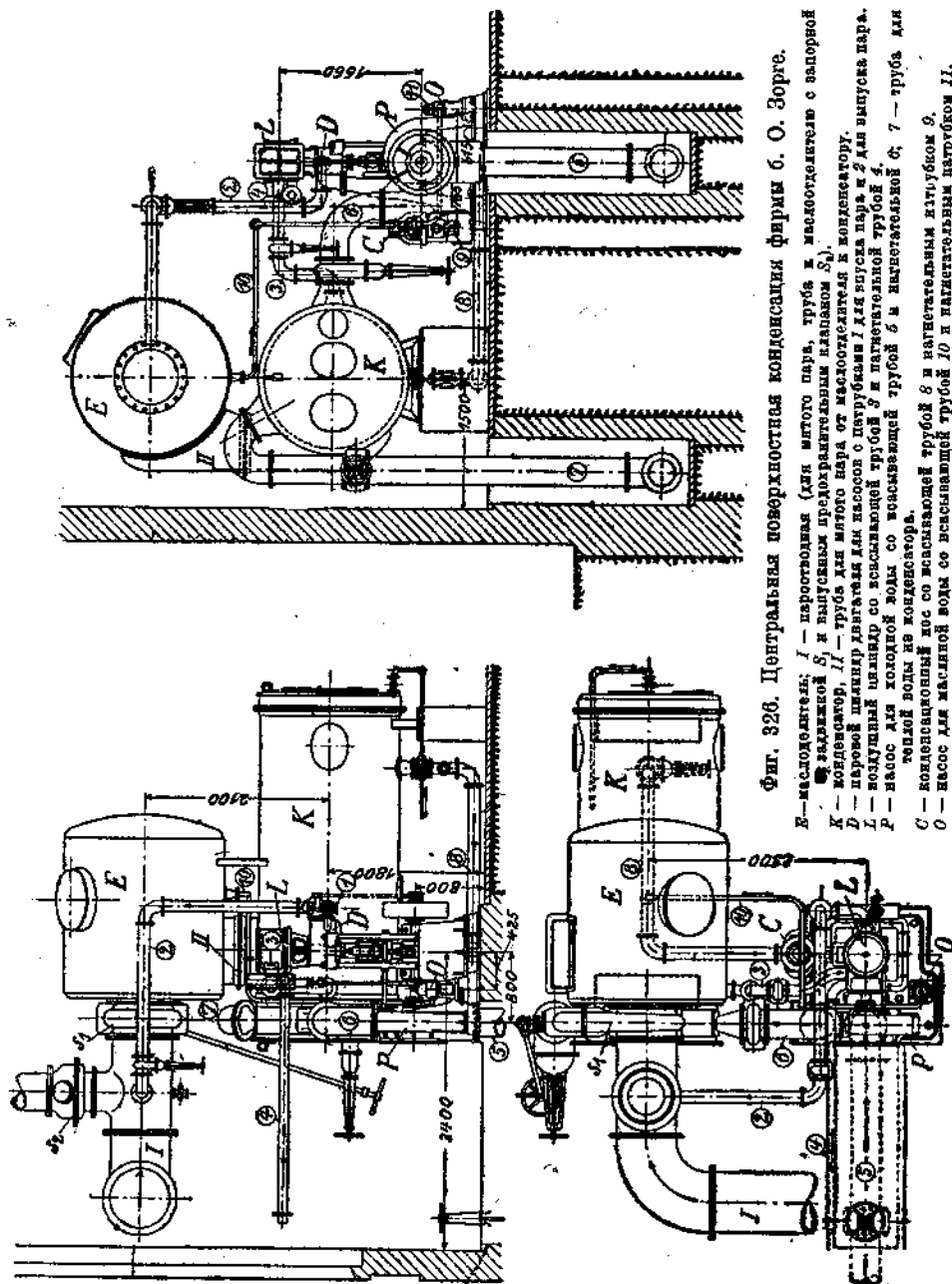


Фиг. 325. Уплотнение труб „Патент Зорге“.

имеет общую фундаментную плиту. Направление и соединение отдельных труб видны из чертежа.

Продукты охлаждения (конденсат) и воздух при поверхностной конденсации большей частью откачиваются или общим мокрым насосом, или же отдельными насосами. В последнем случае для этой цели раньше применялись сухие воздушные и конденсационные насосы, как на фиг. 326. В настоящее время для этой цели

служат ротационные воздушные и центробежные конденсационные насосы, а также пароводоструйные приборы ¹⁾).



Фиг. 328. Центральная поверхностная конденсация фармы б. О. Зорге.

Б — маслоотделитель; А — паростовая (для мытого пара, труба к маслоотделителю с запорной арматурой); В — выпускные предохранительным клапаном; С — охлаждающей; Д — труба для мытого пара от маслоотделителя к конденсатору; Е — паровой цилиндр двигателя для насоса с patruбамы для выпуска пара в 2 или выпуска пара; F — воздушный цилиндр со всасывающей трубой 9 и нагнетательной трубой 6; Г — насос для подачи воды на конденсатор; И — насос для конденсатной воды со всасывающей трубой 6 и нагнетательной 7; J — труба для подачи воды на конденсатор; К — конденсационный лос со всасывающей трубой 8 и нагнетательными трубками 9; L — насос для масляной воды со всасывающей трубой 10 и нагнетательными трубками 11.

§ 150. Расчет поверхностной конденсации. Расход охлаждающей воды на 1 кг отработавшего пара может быть вычислен из ур-ния (115), стр. 286, если принять температуру теплой воды t_w'' на 10 до 15° ниже температуры отработавшего пара. Обыкновенно получается $m = 40$ до 50 кг.

Количество выкачиваемого сухим воздушным насосом воздуха, отвечающее атмосферному давлению, составляет $l = \mu$ литров (дм^3) на 1 кг пара, где

¹⁾ Так как поверхностная конденсация при поршневых паровых машинах редко применяется, то относительно этих насосов и приборов отсылаем интересующихся к книге Polhausen, A. Die Dampfturbinen.

и имеет приведенные на стр. 287 значения. По вычисленному таким образом значению l определяется объем, описываемый поршнем насоса при одном обороте, причем значение p_s принимается соответствующим температуре насыщения t_s' (или на несколько градусов выше), если в месте откачивания не происходит никакого особого охлаждения.

Конденсационный насос должен откачивать D_k , а насос для холодной воды должен подавать $W = m \cdot D_k$ кг/мин при D_k кг отработавшего пара в минуту.

Напряженность охлаждающей поверхности сильно колеблется. В среднем можно принять на 1 кг пара в час от 0,02 до 0,03 м² охлаждающей поверхности, а в исключительных случаях до 0,04 м². Коэффициент теплопередачи составляет от 1500 до 1800 кал в 1 час на 1 м² при разности температуры на 1° Ц¹).

Число труб обыкновенно выбирается таким образом, чтобы скорость воды в них не превышала 2,5 м/сек.

Если продукты охлаждения, как обыкновенно, служат для питания котлов, то, при присоединении всех машин завода к водоспускным приспособлениям, для покрытия всего расхода питательной воды должно быть прибавлено от 2 до 5% на пополнение потерь через различные неплотности.

§ 151. Обратное охлаждение теплой воды. Если желательно использовать преимущества конденсации и в тех случаях, когда естественная охлаждающая вода не имеется в достаточном количестве, или когда добывание этой воды сопряжено с значительными расходами и затруднениями, то одно и то же количество воды может постоянно употребляться для повторного сгущения пара в конденсаторе путем охлаждения ее после каждого ее употребления. Для этой цели теплая вода по выходе ее из конденсатора в мелкоиздробленном состоянии омывается в охлаждающем приспособлении током воздуха, который при этом нагревается и насыщается водяными парами, заимствуя от воды теплоту частью путем проводимости и частью путем частичного ее испарения. Испаряемое количество воды должно постоянно пополняться.

Отдача теплоты путем проводимости при обратном охлаждении обуславливается разностью температур теплой воды и воздуха. Если означают:

t_i' — температуру, с которой воздух поступает в охлаждающее приспособление,

t_i'' — температуру, с которой он выходит оттуда,

0,24 — теплоемкость воздуха (при постоянном давлении),

то 1 кг воздуха путем теплопроводности будет заимствовать от теплой воды

$$q_1 = 0,24 (t_i'' - t_i') \text{ кал.}$$

Отдача теплоты путем частичного испарения теплой воды в значительной степени обуславливается содержанием влажности в воздухе, определяемым из сравнения показаний сухого и мокрого термометров (см. ниже). Содержащийся в нем водяной пар, при состоянии насыщения внешней атмосферы, находится в состоянии насыщения, а следовательно его упругость p_s соответствует значению, получаемому по таблице в «Прибавлении» для данной температуры воздуха. Если же внешняя атмосфера не вполне насыщена водяным паром, то последний находится в состоянии перегрева, и его давление ниже соответствующего состоянию насыщения. Давление воздуха во влажной атмосфере составляет $p_i = 1 - p_s$. Содержание теплоты в водяном паре также может быть прямо заимствовано из таблицы в «Прибавлении», если пренебречь теплотой перегрева при ненасыщенной парами атмосфере вследствие небольшого ее значения.

Если по Отто Мюллеру ²⁾ означают:

α' и α'' — степени насыщения входящих и выходящих воздушных смесей,

λ' и λ'' — полные количества теплоты,

γ' и γ'' — удельные веса содержащихся в смеси водяных паров,

v' и v'' — удельные объемы воздуха,

¹⁾ При рациональной конструкции конденсатора $k = 2000 - 3000$ кал/м²/ч. ° Ц.

²⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 11.

то количество теплоты, содержащейся в 1 кг впускаемого и выпускаемого воздуха, соответственно составляет:

$$\alpha' \cdot \lambda' \cdot \gamma' \cdot v' \text{ и } \alpha'' \cdot \lambda'' \cdot \gamma'' \cdot v'' \text{ ед. теплоты,}$$

а разность между ними

$$q_2 = \alpha'' \cdot \lambda'' \cdot \gamma'' \cdot v'' - \alpha' \cdot \lambda' \cdot \gamma' \cdot v'$$

соответствует количеству теплоты, заимствуемому килограммом воздуха от теплой воды путем испарения. При этом t'_i и α' определяются данным состоянием атмосферы, t''_i и α'' определяются путем опыта над различными охладителями, а значения v' и v'' принимаются

$$v' = \frac{R \cdot T'_i}{p'_i}; \quad v'' = \frac{R \cdot T''_i}{p''_i},$$

где $R = 29,3$, как постоянная для воздуха,

T'_i и T''_i — абсолютные температуры,

p'_i и p''_i — давления воздуха в кг/м².

Например, для $t'_i = 15^\circ$ при стоянии барометра 760 мм по таблице в «Прибавлении» получается $p'_i = 0,017$, $p''_i = 1 - 0,017 = 0,983$ ат, $\lambda' = 602$, $\gamma' = 0,0128$, а следовательно, при $\alpha' = 0,5$ находим

$$v' = \frac{29,3 \cdot 288}{9830} = 0,858 \text{ м}^3,$$

а также

$$\alpha' \cdot \lambda' \cdot \gamma' \cdot v' = 0,5 \cdot 602 \cdot 0,0128 \cdot 0,858 = 3,31 \text{ кал.}$$

Все количество теплоты, заимствуемой 1 кг воздуха от теплой воды (путем проводимости и испарения), составляет

$$q = q_1 + q_2.$$

Таким образом, 1 кг охлаждающей воды для обратного охлаждения от t''_w до t'_w требует всего воздуха:

$$l_g = \frac{t''_w - t'_w}{q} \text{ кг.} \quad (131)$$

Разность $t''_w - t'_w$, на которую температура воды понижается в обратном охладителе, называется зоной охлаждения. Так как заимствованная от пара в конденсаторе теплота в охладительной установке опять должна быть отнята от воды, то эта разность при полном количестве теплоты в конденсируемом паре λ_k по-прежнему (115), стр. 280, составляет:

$$t''_w - t'_w = \frac{\lambda_k - t'_w}{m}$$

и, например, для $t''_w = 40^\circ \text{Ц}$ и $\lambda_k = 600$ кал составляет:

при

$$m = 30^\circ t''_w - t'_w = \frac{600 - 40}{30} = 18,7^\circ \text{Ц},$$

при

$$m = 40^\circ t''_w - t'_w = \frac{600 - 40}{40} = 14^\circ \text{Ц}.$$

По Отто Мюллеру ее целесообразно делать от 14 до 15°Ц . Величина зоны охлаждения остается неизменной до тех пор, пока относительное количество охлаждающей воды m не изменяется и установка находится в состоянии равновесия. Если, например, вода в конденсаторе нагревается на 15°Ц , то она в охладителе должна охладиться на 15°Ц ; последний не может изменять отношения температур, данных первым.

Совсем иное имеет место с высотой зоны охлаждения. Она представляет собой величину переменную и прежде всего зависит от содержания влажности в воздухе и от его температуры, измеряемой по сухому термометру. Значения t''_w и t'_w будут

тем ниже, чем суше и холоднее воздух. Наименьшая физически возможная температура — предел охлаждения, до которой вода может быть охлаждена, определяется температурой так называемого мокрого термометра, до которой понижается повешенный в тени термометр, ртутный шарик которого обмотан влажной марлей и обдувается воздухом. Наивысший предел охлаждения в середине лета может быть принят для средней полосы СССР в $19-20^{\circ}\text{C}$. До предела охлаждения вода охлаждается тогда, когда к охлаждаемой воде может притекать воздух соответствующей температуры и влажности в неограниченном количестве; в действительности предел охлаждения никогда не достигается.

Затем высота пояса охлаждения обуславливается качеством охладителя; хороший охладитель охлаждает воду до более низкой температуры t_w'' и t_w' , нежели плохой охладитель. Мерилом качества охладителя может служить высота h (фиг. 327), на которой средняя температура $t_w = 0,5 (t_w'' + t_w')$ лежит выше соответствующего физического предела охлаждения.

Наконец, высота пояса охлаждения при охладителе данных размеров повышается и понижается в зависимости от качества охлаждаемой воды. Так, например, если в работающей с 40-кратным количеством охлаждающей воды конденсационной установке, для которой, согласно вышеизложенному, при $\lambda_k = 600$ кал и $t_w'' = 40^{\circ}\text{C}$ ширина пояса охлаждения составляет $t_w'' - t_w' = 14^{\circ}\text{C}$, расход пара вследствие уменьшившейся нагрузки понизился на одну четверть, то при неизменном вначале количестве охлаждающей воды значение m повысится до $40 \cdot \frac{4}{3}$, а следовательно ширина пояса охлаждения понизится до

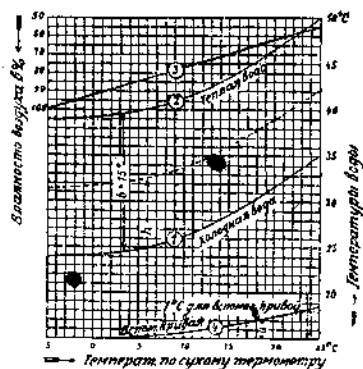
$$t_w'' - t_w' = \frac{600 - 40}{40 \cdot \frac{4}{3}} = 10,5^{\circ}\text{C};$$

высота же пояса охлаждения не изменяется. Только при уменьшении и количества охлаждающей воды до величины, равной 40-кратному расходу пара, понижается и высота зоны охлаждения, так как в этом случае охладитель должен обрабатывать меньшее количество воды; но тогда величина зоны охлаждения опять повышается до 14°C .

Машиностроительное ази. о-во Балке в Бохуме дает для своих охладительных ба-шен изображенные на фиг. 327 температурные кривые 1 и 2 при определяемой верхней прямой 3 влажности воздуха и приведенных внизу температурах сухого термометра, а также величину пояса охлаждения $b = 15^{\circ}\text{C}$. По этим данным при температуре воздуха, например в 15°C , и влажности воздуха в 70% получается $t_w' = 28,3$, $t_w'' = 43,3^{\circ}\text{C}$. Для каждого 10% повышения или понижения содержания влажности температуры t_w' и t_w'' бывают ниже или выше температуры, даваемой температурной ординатой, для данного момента по вспомогательной кривой 4. Так, например, если в рассматриваемом случае влажность воздуха была бы только 60%, то, так как ордината вспомогательной кривой при 15°C соответствует около 0,3% влажности, получились бы значения

$$t_w' = 28, \quad t_w'' = 43^{\circ}\text{C}.$$

Расход работы обратно-охладительной установкой состоит из работы, потребной для поднятия теплой воды на охладитель, и работы, потребной для образования искусственной тяги воздуха. По Эберле¹⁾, при высоте качания в 4 до 10 м количество охлаждающей воды от 20 до 30 кг на 1 кг пара и степени полезного действия насоса в 0,5 первая работа составляет от 0,36 до 2,2% мощности машины. Работа для движения воздуха при посредстве вентиляторов составляет от 1 до 3% мощности машины.



Фиг. 327.

¹⁾ «Stahl u. Eisen» 1899, стр. 190.

Потеря воды путем испарения может быть принята в 3—5% и при поверхностной конденсации должна быть пополнена. При конденсации смешением она пополняется приращением количества продуктов охлаждения.

Для обратного охлаждения служат:

1. Охлаждательные пруды (или бассейны), при которых теплая вода поступает у одного конца, а охлажденная откачивается у другого конца. Охлаждение производится путем испарения с поверхности. Вследствие слабого их действия в жаркую погоду они находят себе редкое применение. Поверхность этих прудов весьма значительна и составляет 30—40 м² на каждые 100 кг отработавшего пара в час ¹⁾ или 3—4 м² на 1 л. с. Кроме того устройство подобных бассейнов в виду необходимости устройства водонепроницаемого (бетонного) дна, обходится очень дорого. Расход работы, наоборот, при охлаждательных прудах меньше, нежели при других системах обратного охлаждения.

2. Разбрызгивающие наконечники бр. Кертинг в Ганновере. Они распыливают воду конусообразно над сборным прудом или резервуаром с непроницаемыми для воды стенками, часто железным. Для подобного распыливания требуется перед наконечником давление около 1 ат и расход работы в 1,5—2% мощности машины. При удовлетворительном действии требуется площадь бассейна до 10 м² на каждые 100 кг отработавшего пара в час или 6 м² для каждого мундштука диам. 10 мм, и 9 м² для каждого мундштука 18 мм. Расстояние между мундштуками составляет 1,5—3 м. По берегам пруда или по краям резервуара мундштуки располагаются под углом 70° к горизонту по направлению к середине. Употребительный размер отверстий мундштуков составляет от 5 до 18, выгоднее не больше 10 мм. По данным фирмы Кертинг охлаждение при сухом теплом воздухе происходит до температуры воздуха; при теплом воздухе средней сухости — до температуры на 3 до 4°, а при холодном влажном воздухе — на 8 до 9° выше температуры воздуха. Начальная стоимость охлаждательного устройства довольно высока. Кроме того при ветре происходит сильное разбрызгивание воды.

3. Градири. Они большей частью строятся открытые и состоят из расположенных друг над другом пучков фашин или из установленных наклонно к направлению существующих ветров рядов реек длиной от 8 до 10 м. Теплая вода при помощи насоса подымается вверх и затем падает по градири вниз, где она опять скопится в резервуаре. Хорошее действие градири достигается измельчением падающей воды в виде мелких капель в связи с продолжительным временем падения или большой продолжительностью охлаждения и некоторым, хотя незначительным, током воздуха. Требуемая охлаждающая поверхность еще довольно значительна и составляет около 2,5 м² на каждые 100 кг мятого пара в час, или при охлаждении на 20—30° около 0,3 м² на 1 л. с. Преимущество градири состоит в дешевизне их устройства, а недостаток их состоит в сильной зависимости их действия от направления ветра и в понижении этого действия окружающими зданиями и деревьями. Кроме того отделяемый пар обременителен для окрестности. Наружная поверхность открытой градири по Вейсу должна составлять $V_1/24$ м², где V_1 — объем вычисленного по ур-нию (131), стр. 316, объема воздуха в м³ в минуту.

4. Охлаждательные башни с естественной или искусственной воздушной тягой, из которых последние применяются только для особенно сильного охлаждения. Вследствие хорошего их действия при незначительном занимаемом ими месте они находят себе весьма частое применение. Башни состоят из дерева или железа. Деревянные башни дешевле, но легко перекашиваются и поэтому сравнительно недолговечны. Они имеют квадратное поперечное сечение и высоту до 25 м, требуя площади основания в 1,2—1,5 м² на каждые 100 кг мятого пара в час. Железные башни имеют круглое поперечное сечение и изготавливаются высотой до 35 м, требуя только 0,4 м² площади основания на указанное количество мятого пара. По Вейсу площадь основания в м² должна составлять $1/17$ расхода воздуха в м³/мин. Внутри башни расположены так называемые оросительные приспособления, представляющие собой набивки фашин, деревянных реек, досок или железных листов, возможно чаще

¹⁾ Данные относительно величин поверхностей охлаждательных устройств указаны в примечании на стр. 315.

увлаживающие воду с целью удлинения продолжительности охлаждения и увеличения поверхности охлаждения, разбрызгивая и мелко раздробляя ее. Притекающая на башню сверху теплая вода равномерно доставляется оросительному приспособлению по поперечно расположенным жолобам, каналам со сточными жолобами или щелями, а воздух вследствие тяги в башне притекает к воде снизу или засасывается сбоку.

Устроенные в земле подвальные охладители имеют то преимущество, что при них бывает использована всасывающая сила конденсации и что теплая вода свободно может притекать в охладитель. Выпуск продуктов охлаждения расположен на уровне земли или несколько выше ее, а оросительные решетки или донья расположены сбоку. Но подвальные охладители оказываются очень дороги и требуют 2,3 — 3 м² площади пола на каждые 100 кг мятого пара в час.

Путем применения вентилятора для образования искусственной или усиленной воздушной струи площадь подошвы железных охладительных башен уменьшается до 0,25 — 0,3 м², а деревянных до 0,3 — 0,7 м² площади пола на каждые 100 кг мятого пара в час. Но одновременно с этим повышается расход работы, и при сильной тяге происходит разбрызгивание воды, сопряженное с удручающим испарением.

Обратное охлаждение понижает пользу конденсации в том отношении, что приходится принять в расчет проценты и погашение начальной стоимости сооружения, а также и необходимый для ее действия расход работы. Поэтому наилучшим охладительным устройством будет то, которое дает хорошее охлаждение при наименьших расходах и наименьшей потребной работе. Кроме того необходимо также принять во внимание занимаемое охладителем место, преимущественно при дороговизне земельных участков. Поэтому в каждом данном случае следует выбирать ту или другую систему охлаждения, сообразивши все обстоятельства этого вопроса в отношении достигаемой пользы. При этом не следует упускать из виду, что установка, точное действие которых заблаговременно неизвестно, при разной погоде охлаждают воду не неодинаковую величину, а следовательно конденсация временами должна работать с более теплой охлаждающей водой и давать менее выгодное действие.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

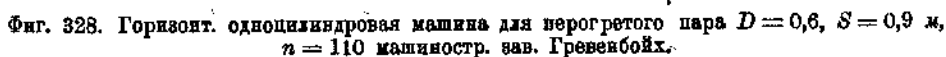
ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ГЛАВНЫЕ ЧАСТИ ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

§ 152. Горизонтальное и вертикальное устройство машин. По общему своему устройству поршневые паровые машины различаются двух главных типов — горизонтальные и вертикальные. В машинах первого типа ось цилиндра и направляющих расположена горизонтально, а у последнего — вертикально. Таким образом, в машинах первого типа вес поршневого и золотникового штоков и тяг действует перпендикулярно опорным плоскостям этих частей и направлению давления пара на поршень, а в машинах вертикального типа он действует параллельно обоим последним направлениям. В экономическом отношении, т. е. по отношению стоимости 1 д. л. с. (со включением затраченного капитала и стоимости обслуживания и содержания), оба типа почти не уступают друг другу, при целесообразной, конечно, конструкции и тщательном выполнении. Поэтому применение того или другого типа обуславливается особыми обстоятельствами, как, например, занимаемым местом, родом работы (перегретым или насыщенным паром), числом оборотов машин-орудий и т. д.

Что касается начальной стоимости, то необходимо заметить, что горизонтальные машины вообще дешевле вертикальных. Но, с другой стороны, последние для своей установки требуют значительно меньшей площади пола (приблизительно в половину) и более простого, менее дорогого фундамента, состоящего, главным образом, из прямоугольного массива без всяких подвалов и выемок, как в горизонтальной машине, и равномерно оседающего. Помимо вопроса о занимаемом машиной месте, в вертикальных машинах имеют значение более выгодные короткие трубопроводы, главным образом при установках с несколькими машинами.

Наконец, относительно стоимости обслуживания и содержания

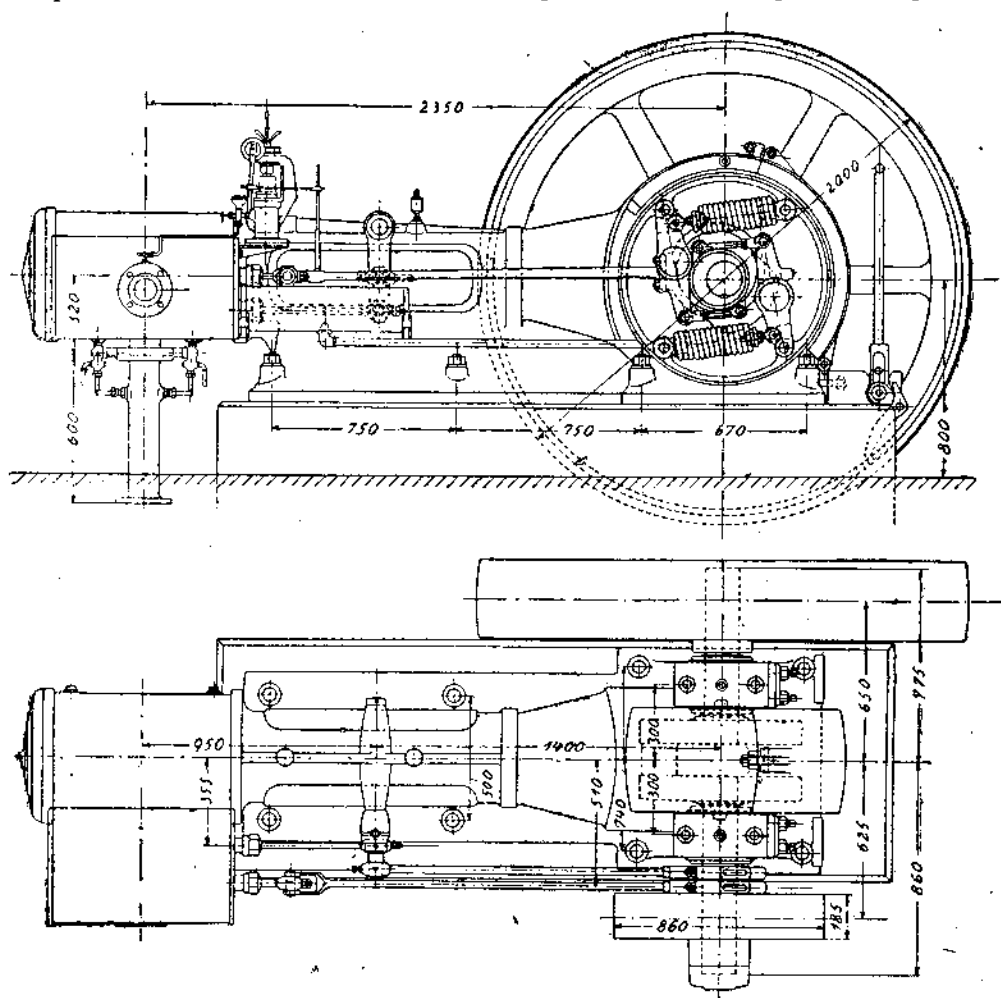
A technical drawing of a steam engine, showing a side view. The engine is mounted on a base. It features a large flywheel on the right side, a central cylinder, and two vertical pipes on the left. Dimensions are indicated: 4500 for the length of the main body and 800 for the height of the flywheel.



При работе условия изнашивания цилиндра и рычагов у горизонтальной машины, где вес возвратно движущихся частей нагружает направляющие поверхности, бывают менее благоприятны, нежели у вертикальных машин, и для удержания износа в допускаемых пределах требуется особая тщательность конструкции, изготовления и обслуживания. Кроме того валами подшипников главного вала горизонтальной машины, которые в виду горизонтального давления пара и вертикального давления веса частей должны быть разрезные из нескольких частей, составляют

одну из слабых частей машины, а обратно, движущиеся части, которые при горизонтальной машине стремятся сдвинуть машину с фундамента, действуя на него изгибающим образом, при вертикальной машине действуют перпендикулярно к фундаменту, нисколько не нарушая устойчивости машины. Зато, с другой стороны, вертикальная машина должна быть предохранена от колебаний, вызываемых боковыми усилиями.

С другой стороны, машины горизонтального типа лучше могут служить для работы перегретым паром, так как направляющую вертикальной машины трудно поддерживать в холодном состоянии уже при насыщенном паре. Благодаря этому



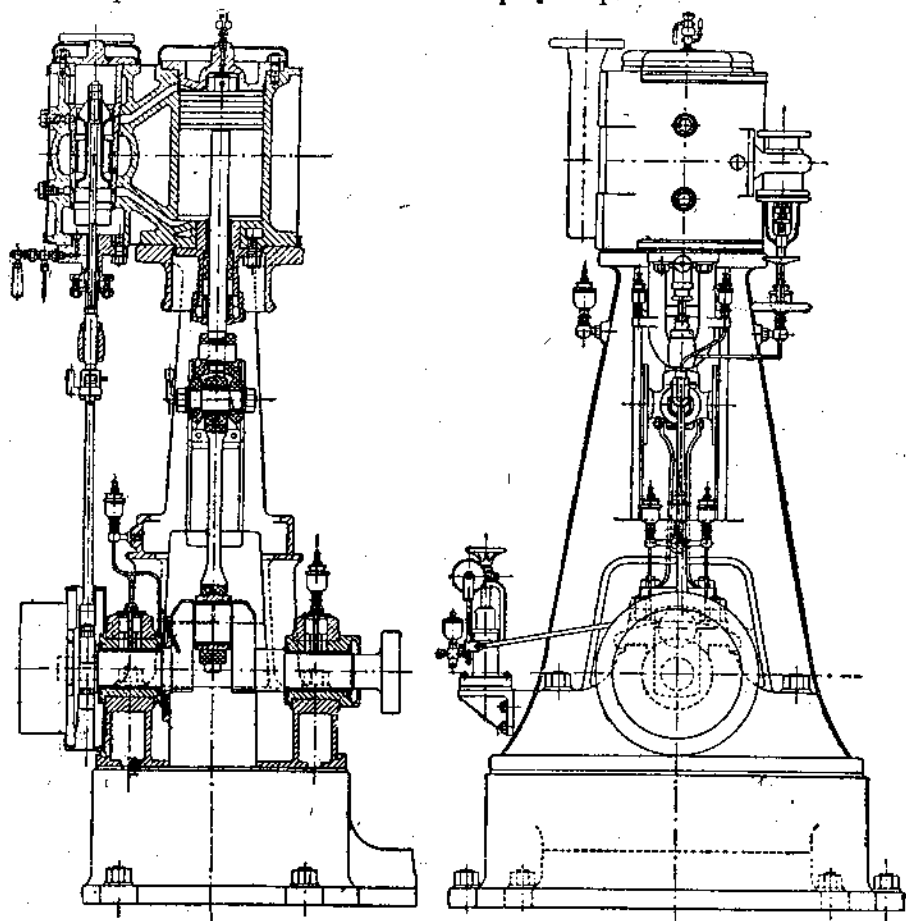
Фиг. 329. Одноцилиндровая машина с вилообразной станиной $D = 0,3$, $S = 0,5$ м, $n = 180$, Динглерского машиностр. завода в Цейбриуэле.

обстоятельству горизонтальная машина приобретает себе все более и более широкое применение для сильно перегретого пара, главным образом в виде излюбленного в настоящее время типа тандем с расположенным сзади и отодвинутым от направляющей цилиндром высокого давления. Вертикальные машины находят себе применение только для насыщенного или перегретого пара, причем они, главным образом, строятся для больших чисел оборотов в виде быстроходных машин.

§ 153. Устройство одноцилиндровых машин. Горизонтальные одноцилиндровые машины в настоящее время строятся двух типов. На фиг. 328 изображена байонетная машина с отдельным добавочным подшипником для маховика и в большинстве случаев подпертым цилиндром. Диаметр цилиндра колеблется между 275 и 600, а ход — между 450 и 1000 мм; Парораспределение большей частью

состоит из клапанов. Затем, если отработавший пар не применяется для целей отопления или варки и добытие охлаждающей воды не сопряжено с большими трудностями, то крупные машины снабжаются конденсацией.

Второй тип горизонтальных одноцилиндровых машин (фиг. 329) выбирается для небольших мощностей с диаметром цилиндра от 150 до 350 мм, ходом поршня от 200 до 600 мм и числом оборотов от 300 до 150 в минуту. Цилиндр в свободно подвешенном состоянии прикреплен к раме, два подшипника которой поддерживают коленчатый вал с находящимся на весу маховиком. Парораспределительный механизм состоит из поршневых золотников с осевым регулятором.



Фиг. 330. Вертик. одноцилиндровая машина $D = 0,225$, $S = 0,25$ м, $n = 275$, зав. Фрэмбс и Фрейденберг в Швейцарии.

Это устройство, главным образом, приспособлено для массового изготовления и обладает тем преимуществом, что раз собранная на заводе и испытанная паром машина после снятия с нее маховика может быть отослана в собранном виде и установлена на месте употребления без монтажа в собственном смысле этого слова. Кроме того подобные машины занимают мало места и не требуют тяжелых и сложных фундаментов. Конденсацией при этих машинах пренебрегают.

Вертикальные одноцилиндровые машины точно так же строятся только для небольших мощностей и тех же размеров, как и горизонтальные машины с вилкообразными станинами. Во многих случаях подобные машины непосредственно соединяются с динамо-машинами (фиг. 330), с которыми они тогда монтируются на общих фундаментных плитах. Парораспределение здесь также производится поршневыми золотниками с осевым регулятором. После сборки и пробы на заводе эти машины обыкновенно также посылаются в собранном и готовом для работы виде.

§ 154. Устройство многоцилиндровых машин. Горизонтальные машины двухступенчатого расширения (компаунд) в большинстве случаев в настоящее время строятся в виде тандем-машин (с расположенными один за другим цилиндрами). Преимущества этого типа машин по сравнению с типом сдвоенных машин с рядом расположенными цилиндрами и двумя кривошипами под углом 90° состоят в меньшем занимаемом ими месте, несколько меньшей начальной стоимости, в более легком обслуживании в виду отсутствия второго передаточного механизма и в возможности увеличения мощности установки при помощи второй, одинаково выгодно работающей половины в случае усиления потребности в энергии. Этим преимуществам расположения тандем противостоят неудобства, состоящие, помимо затруднительного доступа к сальникам в средней соединительной части (фонаре) между обоими цилиндрами, в трудности вынимания переднего поршня, хотя редко требующего, но в случае надобности гораздо легче выполняемого при расположении в виде компаунд-машин. То обстоятельство, что в машине последнего типа для достижения одинаковой степени неравномерности вес маховика может быть меньше, обыкновенно в расчет не принимается. Следует иметь в виду, что машина типа тандем для установки требует длинного узкого места, а компаунд—короткого и широкого места.

Для перегретого пара расположение тандем с задним цилиндром высокого давления в настоящее время является общеупотребительным. Отодвигание горячего цилиндра высокого давления от машинной рамы не только предупреждает слишком сильное нагревание направляющей и сопряженную с ним потерю теплоты, но также предупреждает значительное перемещение цилиндра низкого давления, который здесь не должен перемещаться на все удлинение сильно нагретого цилиндра высокого давления. Затем, удлинение цилиндров в вертикальном направлении в машинах нового устройства получается менее опасное и, сообразно с меньшим нагреванием цилиндра низкого давления и более сильным нагреванием цилиндра высокого давления, происходит не по искривленной линии как при старом расположении с расположенным впереди цилиндром высокого давления, а более постепенно, возрастая спереди назад. Наконец, расположенный сзади малый поршень делает излишней заднюю направляющую поршневого штока. Относительно устройства средней, соединительной части между цилиндрами, через отверстие которого должен выниматься поршень низкого давления после отвинчивания поршневого штока, см. § 157.

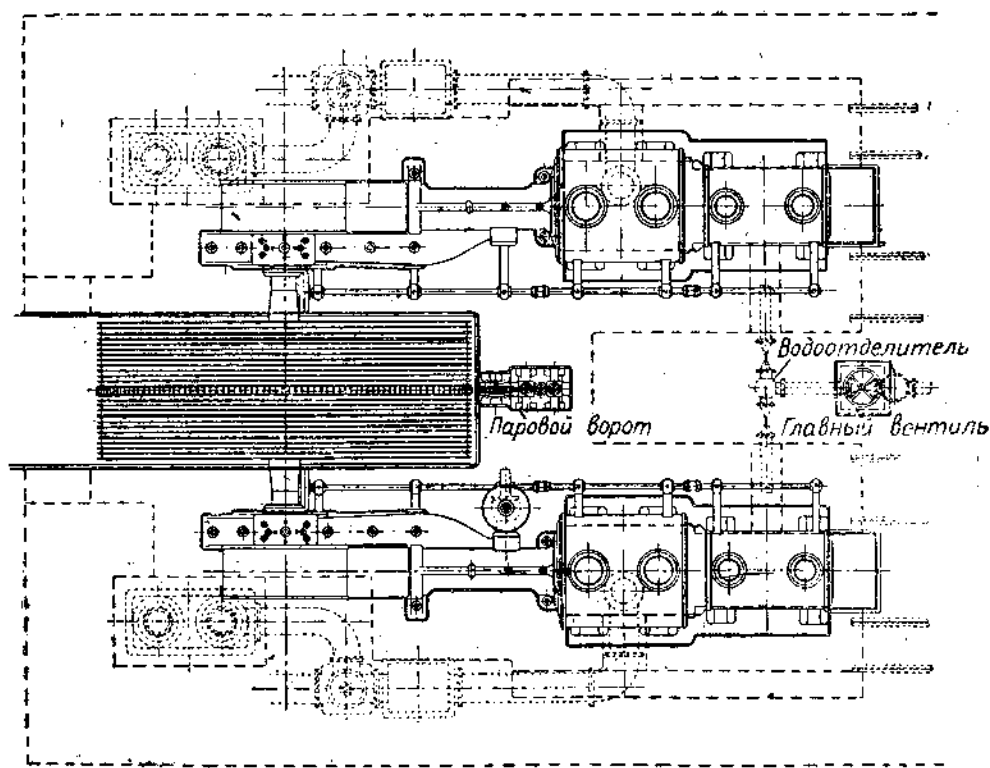
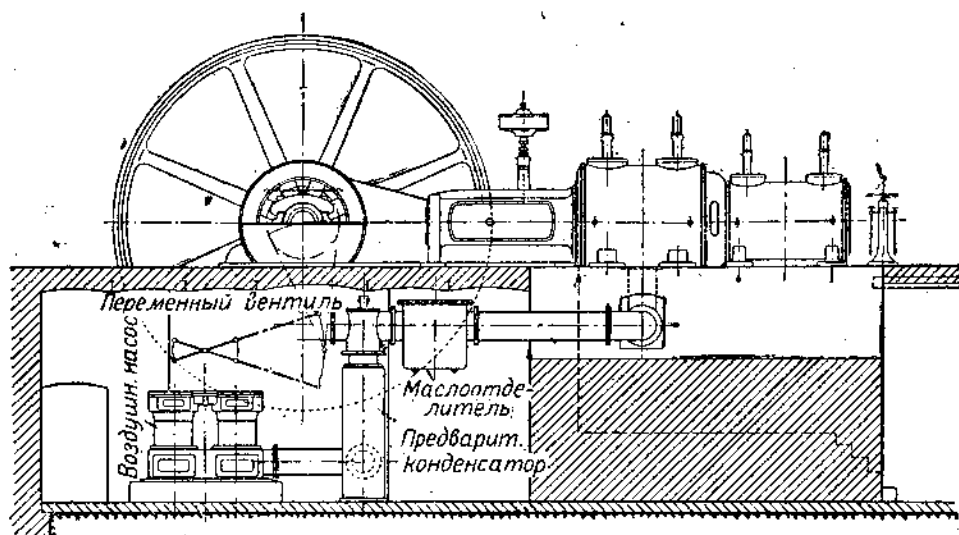
На фиг. 331 изображено расположение сдвоенной тандем-машин, до которой, как упомянуто выше, может быть дополнена обыкновенная тандем-машина при последовавшем расширении установки. В настоящее время это устройство выбирается заблаговременно вместо такой же величины машины трехступенчатого расширения, которая тогда должна быть снабжена разделенным цилиндром низкого давления. В сравнении с машиной последнего типа сдвоенная тандем-машина при приблизительно одинаковом расходе пара имеет преимущество, состоящее в точно равномерном распределении работы между обоими кривошипами и в более быстром регулировании. При сдвоенной тандем-машине регулятор немедленно и непосредственно действует на более значительную часть мощности, нежели при машине с трехступенчатым расширением, хотя он в обоих случаях обыкновенно действует только на цилиндр высокого давления.

Кроме того в случае остановки одной половины машины, напр. для ремонта, работа двухцилиндровой тандем-машин беспрепятственно может продолжаться другой половиной.

Для ограничения строительной длины машины, помимо обыкновенного типа тандем с особым фонарем, строятся также укороченные тандем-машины с очень короткими фонарями или вовсе без них ¹⁾. К наиболее известным конструкциям подобных машин принадлежат машины Шмидта и Лентца. В первой из них фонарь заменен патентованным соединением цилиндров (см. § 157), и для вынимания поршня низкого давления цилиндр высокого давления помощью специального механизма

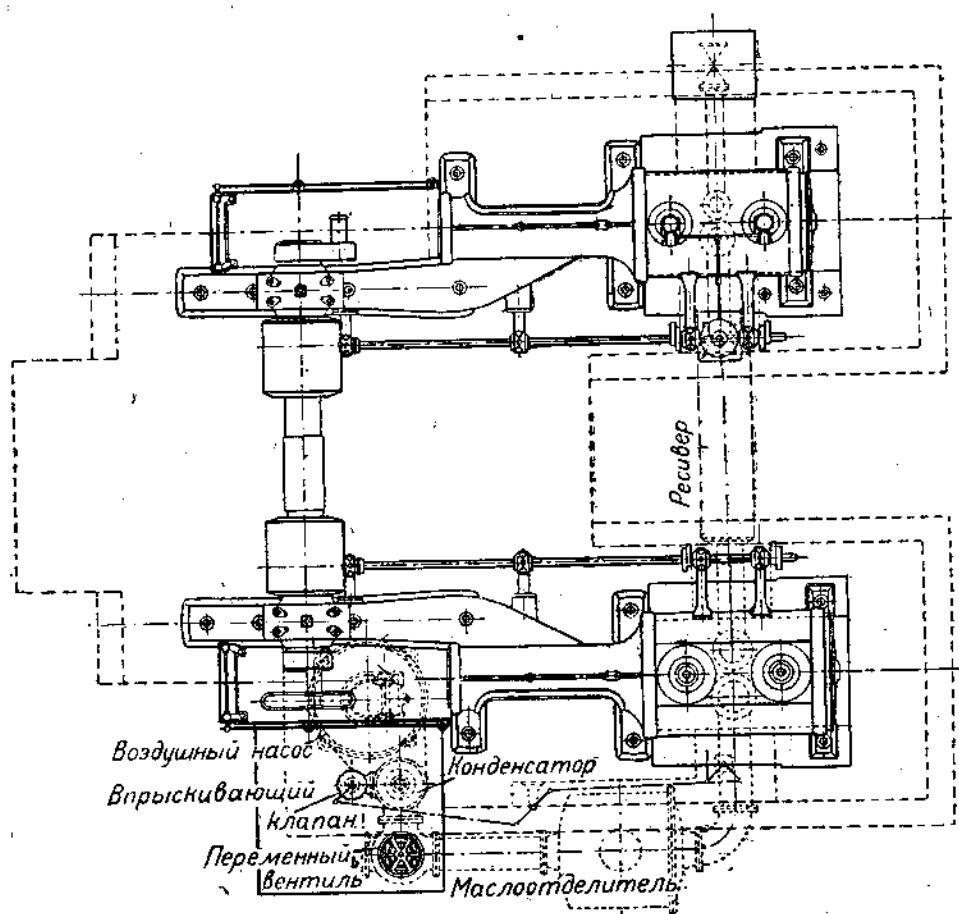
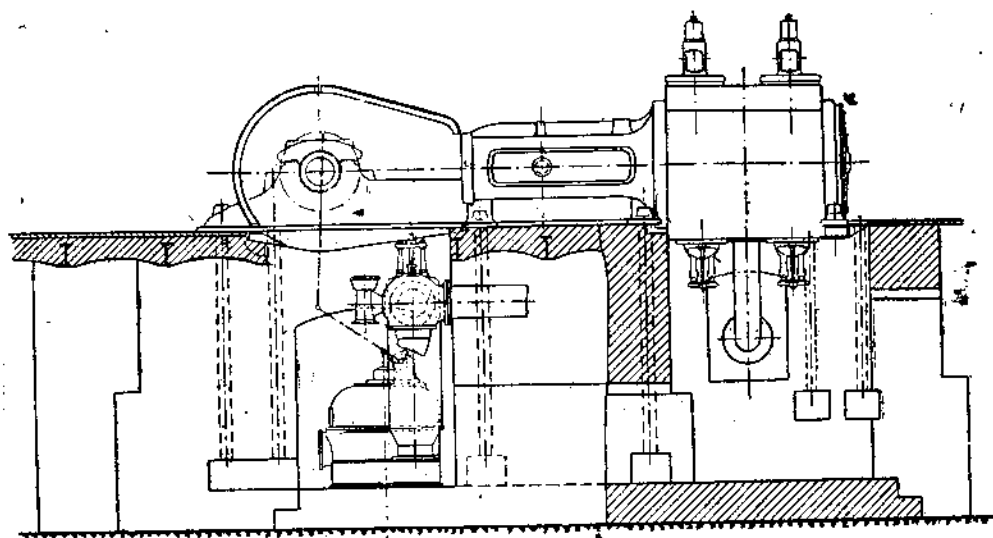
¹⁾ О месте, занимаемом машинами разных типов, см. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, стр. 1853.

сдвигается по задней направляющей. В последней машине фонарь совершенно отсутствует, так как оба цилиндра отлиты вместе (см. § 157), и поршневой шток уплотнен в промежуточной крышке при помощи безнабивочного сальника.



Фиг. 331. Горизонт. двояная тандем-машина сист. „Макс Шмидт“, машиностр. зав. С. Шторке и Гофман в Гирсберге.

Передача движения к применяемому в настоящее время большей частью клапанному парораспределению в каждой тандем-машине производится просто при помощи сквозного распределительного вала. В виду удлинения машины части этого вала должны соединяться между собой упругой по этому направлению муфтой.



Фиг. 332. Горизонт. Компаунд-машина дрезденск. машиностр. завода и верфи Юбигау.

Воздушный насос при тандем-машинах получает движение от кривошипа при помощи тяги и рычага. Ресивер при тандем-машинах часто устраивается в виде простой соединительной трубы, расположенной вдоль под цилиндрами и под фонарем переходящей от меньшей ширины выпуска у цилиндра высокого давления к большей ширине впуска у цилиндра низкого давления.

Устройство двухцилиндровых горизонтальных машин компаунд двухступенчатого расширения показано на фиг. 332. Ресивер расположен между обоими цилиндрами и перпендикулярно к ним под подошвой машины. Воздушный насос приводится в движение или от цапфы кривошипа низкого давления, или от задней направляющей поршневого штока соответствующего цилиндра. Если сначала расход силы незначителен, то может быть установлен один только цилиндр высокого давления, и машина, хотя с меньшей степенью экономичности, может работать как одноцилиндровая машина.

Горизонтальные машины трехступенчатого расширения, как было указано выше, большей частью устраиваются в виде сдвоенных машин с цилиндрами высокого и среднего давлений на одном кривошине и цилиндром низкого давления на другом. При мощностях выше 1000 л. с. цилиндр низкого давления разделяется на два цилиндра, из коих один с цилиндром высокого давления располагается по одной, а другой с цилиндром среднего давления — по другой стороне. Преимущества подобного разделения цилиндра низкого давления состоят в уменьшении размеров передаточного механизма и применении сравнительно больших скоростей поршня и чисел оборотов при достаточно длинном ходе поршня, в более равномерном распределении работы между обоими кривошипами, а следовательно и более равномерном ходе машины, в меньших размерах парораспределительных органов цилиндра низкого давления и в повышении надежности работы при двойных воздушных насосах. Цилиндры низкого давления здесь также очень часто располагаются спереди у направляющих, так как в этом случае приводимые в движение от цапфы кривошипа конденсационные насосы допускают более удобное их расположение; меньшие цилиндры могут быть свободно подвешены, и направляющие меньше нагреваются.

При вертикальных двухцилиндровых машинах цилиндры закрепляются независимо друг от друга на цельнолитой или свинченной машинной станине.

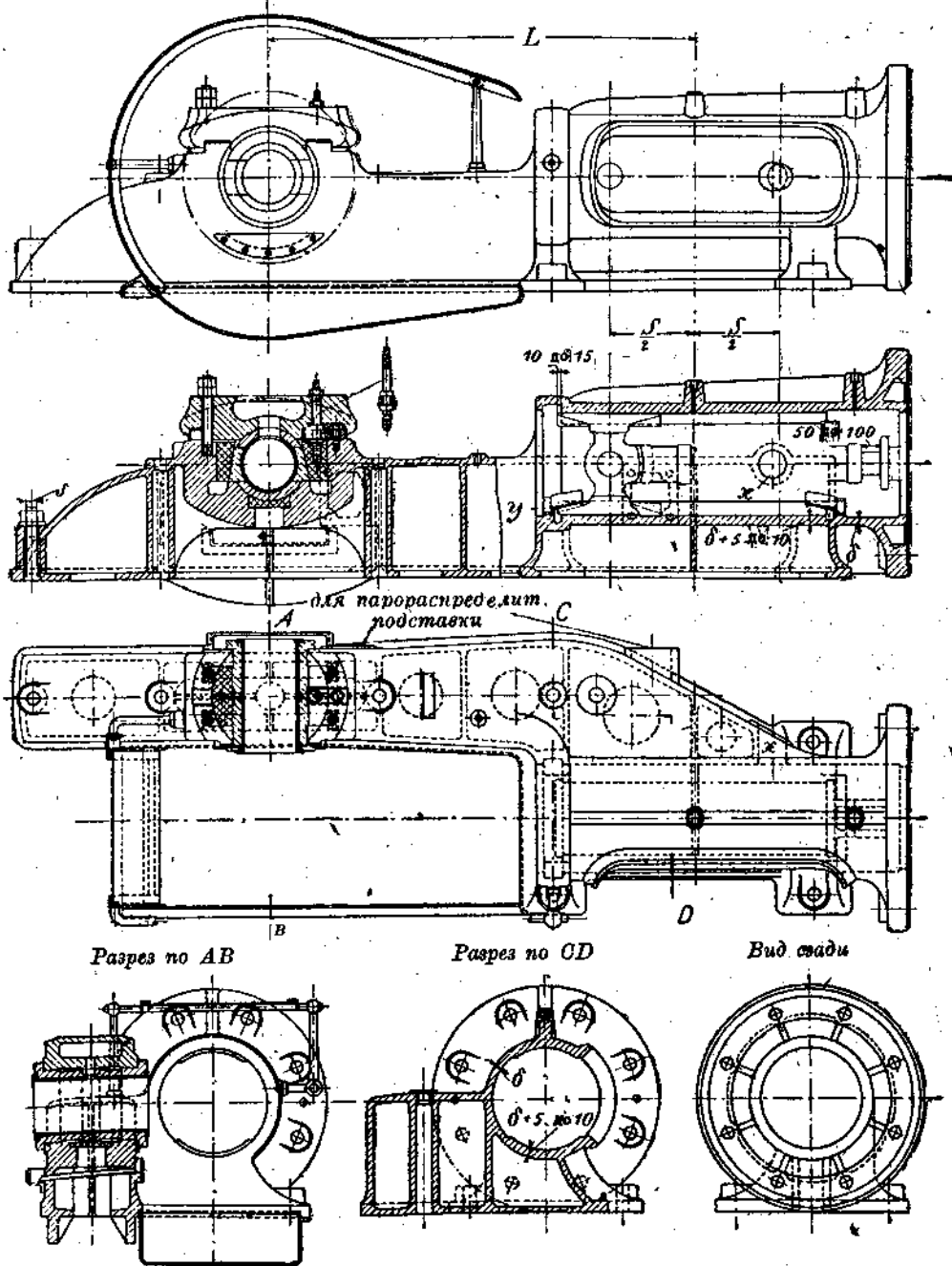
У вертикальных машин трехступенчатого расширения цилиндры лучше всего располагаются рядом в последовательном порядке: цилиндр высокого, среднего и низкого давлений, и кривошины взаимно смещаются под углами 120°. Хотя симметрия установки при подобном расположении цилиндров несколько нарушена, но зато, с другой стороны, получаются короткие перепускные каналы, и смещение кривошипов весьма благоприятно для равномерности хода.

§ 155. Станины машины и коренные подшипники. Станина поршневой паровой машины должна легко и надежно передавать развиваемые в цилиндре силы коренному подшипнику главного вала. При этом по возможности должны быть исключены напряжения фундамента.

Для горизонтальных машин этому условию лучше всего удовлетворяют станины с круглыми направляющими крестцов, воспринимающие давление поршня по направлению оси цилиндра. Эти рамы изготавливаются с одним только подшипником в виде байонетных (или штыковых) станин (фиг. 333), или же с двумя подшипниками в виде вильчатых рам (фиг. 335 и 336) полкой отливки, причем им придаются широкие опорные плоскости, главным образом у подшипников. В настоящее время станины даже небольших машин лежат всей своей длиной на фундаменте и при монтаже подливаются цементом. Простая или двойная соединительная часть между подшипником и направляющей имеет П-образное сечение; сердечник ее при формовке может быть вынут снизу. Поперечные ребра, а также втулки вокруг отверстий для фундаментных болтов придают раме требуемую жесткость и не должны отсутствовать преимущественно при крупных машинах.

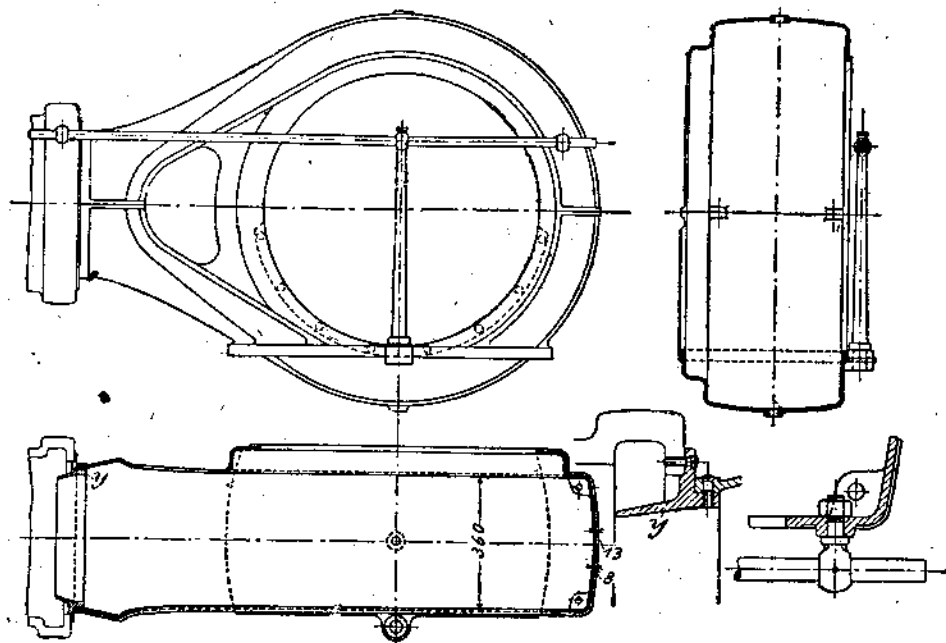
Виллообразные станины по фиг. 335, в настоящее время находящие себе все большее и большее применение при прямоточных и тандем-компаунд машинах с большими скоростями поршня, имеют то преимущество, что при них давление тяг распределяется на два подшипника, и коленчатый во всяком случае вал может быть сделан тоньше, нежели при станине по фиг. 333, при которой только один подшипник

должен поглощать давление тяг, еще усиленное в виду одностороннего его действия. Станины по фиг. 336 большей частью находят себе применение при небольших машинах со свободно подвешенными цилиндрами (фиг. 329, стр. 321).



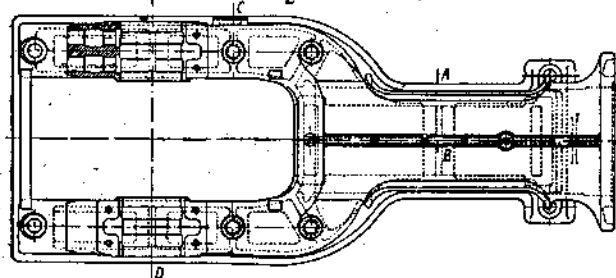
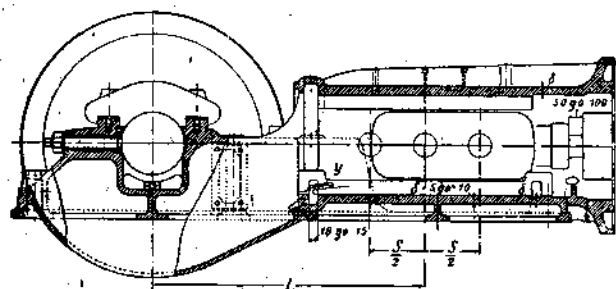
Фиг. 333. Стальная горизонт. компаунд-машины $d = 0,3$, $D = 0,525$, $S = 0,6$ м, $n = 140$,
зав. Фрамбо и Фреуденберг в Швеции.

При проектировании станины наносят сперва ось главного вала и на расстоянии L (длины шатуна) от него наносят середину хода кривокопфа. Отложивши от этой середины вправо и влево по половине хода, получают мертвые положения кривокопфа и салазок. Для предупреждения образования уступа на направляющих линейках ползуна в своих мертвых положениях должен переходить за концы параллелей на



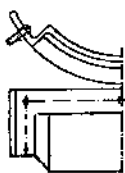
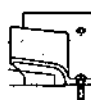
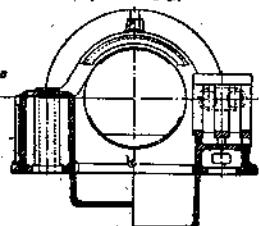
Фиг. 334. Защитный кожух кривошипа horiz. тандем-машины, зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.

10—15 мм. Диаметр круглых направляющих должен быть только такой величины, чтобы шатун мог свободно колебаться в ней. У заднего фланца цилиндр вставляется концентрично с рамой (см. § 156), хотя точное совпадение осей цилиндра и направляющей этим одним еще не обеспечено. Длина заднего конца станины определяется тем условием, чтобы между сальником и ступицей крейцкопфа в его мертвом положении со стороны крышки оставалось расстояние в 50—100 мм. Боковые отверстия станины должны допускать набивание и подтягивание сальника. В станинах по фиг. 333 необходимо устроить также заднее отверстие x для выбивания стержня крейцкопфа.



Разрез по А-В

Разрез по С-Д

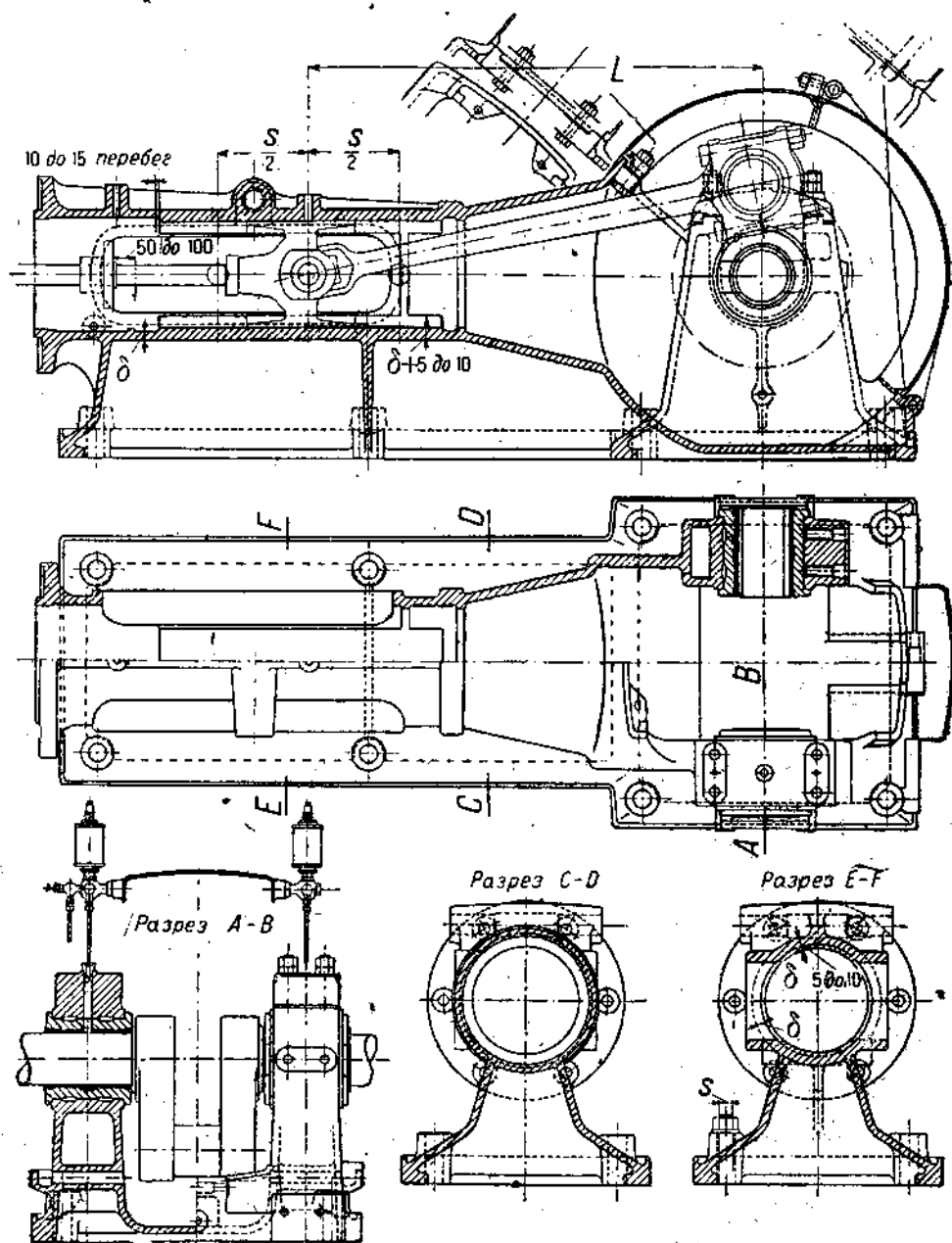


Высота центра направляющей над верхним краем фундамента при станинах фиг. 333 и 335 должна быть по возможности мала для возможного уменьшения плеча действия сил. При станинах по фиг. 336 эта высота имеет такую величину, чтобы кривошип вместе с отходящим к нему концом шатуна мог свободно колебаться.

Поперечное сечение f соединительной части между подшипником и направляющей под-

Фиг. 335. Вилкообразная станина horiz. машины, прямоходной $D=0,5$, $S=0,5$ м и $n=175$.

вергается растяжению (сжатию), и, поскольку момент давления тяг P относительно этого сечения не поглощается фундаментными болтами у направляющей, оно подвергается также и изгибу. При пренебрежении изгибающим натяжением в большинстве случаев достаточно придать поперечному сечению такие размеры, чтобы растягивающее (сжимающее натяжение) $\sigma = \frac{P}{f}$ или соответственно $\frac{P}{2f}$ не превышало 40 — 50 кг/см².



Фиг. 336. Вильчатая станина к машине по фиг. 329. Динглерск. машиностр. завода в Цвейбрюкене.

Толщина стенок станины составляет в круглой части $\delta = 2$ от 3,5 см, а в салазках на 0,5 до 1 см больше. В остальных местах толщина стенок делается от 0,7 δ до 0,85 δ .

Толщина фундаментных болтов (округленная в английских дюймах) при ходе поршня S составляет $s = 0,04 S + 1,8$ до $2,3$ см.

Для смазывания параллелей обыкновенно служат капельные масленки, навинчиваемые на станину над направляющими. Нижняя направляющая линейка, которая при машинах с передним ходом подвержена действию нормального давления, помимо масленки у концов хода, снабжена углублениями в раме, в которых при каждой перемене хода скопится стираемое с ползуна масло и из которых оно концами ползуна опять направляется в смазочные желобки нижней скользящей его поверхности (см. § 161 и фиг. 388). Привинченное спереди кольцо или кольцевой щиток y (фиг. 333 и 334) предупреждает отбрасывание масла к кривошипу. Расположенный под этим щитком и шатуном маслоуловитель, который на фиг. 335 отлит вместе со станиной, предохраняет фундамент от стекающего и разбрызгиваемого масла. Последнее по стеканию из маслоуловителя опять употребляется в дело после предварительного его отфильтрования. В настоящее время маслоуловитель часто приспособляется также в виде защитной коробки для частей кривошипного механизма. На фиг. 334 и 336 изображены относящиеся сюда устройства. На фиг. 334 коробка по длине своей сделана разъемной и снабжена отверстиями только спереди и сзади, а на фиг. 336 она почти вполне охватывает кривошипный механизм, и для облегчения доступа к его частям она снабжена шарниром, на котором она может поворачиваться и открываться.

Коренные подшипники главного вала у горизонтальных станин только при небольших машинах устраиваются разъемными из двух частей с расположенным под 45° стыком вкладышей; в остальных случаях вкладыши делаются из четырех частей для возможности подтягивания их в случае износа в горизонтальном и вертикальном направлении. Вкладыши изготовляются из чугуна или стали с рабочими поверхностями, залитыми белым металлом, магниевой-металлом или каким-нибудь другим сплавом. Эта заливка держится в желобках, имеющих вид ласточкина хвоста и расположенных по окружности вдоль отверстия. Для лучшего приставания заливки желобки несколько отделяются и покрываются жидким оловом (пролуживаются). Поворачивание вкладышей предупреждается помощью пальцев (фиг. 337) или пригнанных в нижние вкладыши круглых железных шпенокков (фиг. 339). Нижний вкладыш при этом должен вывертываться из подушки при несколько приподнятом вале. Для подтягивания верхнего и нижнего вкладышей служит крышка вместе с потребными жестяными подкладками и закладками, а для подтягивания боковых вкладышей употребляются или установочные винты с подтягиваемыми сбоку нажимными шайбами (фиг. 338), или же клинья (фиг. 337 и 339), подтягиваемые сверху. Нажимные винты при обыкновенных формах станины могут быть расположены только с одной стороны, между тем как клинья могут быть расположены по обоим сторонам, что весьма важно для правильного уравнивания износа. Во многих случаях располагают клинья также только с одной стороны; сильный износ вкладыша с противоположной стороны должен быть урегулирован, как и при установочных винтах, путем подкладок за этим вкладышем. Установка вкладыша из четырех частей у коренного подшипника вообще требует большой тщательности и большого навыка, так как при небрежном или неумелом обращении легко может произойти одностороннее прилегание вкладыша и нагревание вала. Подобное же явление обыкновенно имеет место вообще при не точной сборке. В виду этого оба клина на фиг. 333 для автоматической их установки устроены поворотными вокруг вертикальной оси в теле подушки. На фиг. 337 и 339 клинья направляются по пазам. Они устанавливаются или, как на фиг. 337, плотно притянутой крышкой подшипника, или же, как многие предпочитают, независимо от нее, как показано на фиг. 339. Допускаемое давление на площадь клина составляет $100 - 200$ кг/см². При диаметре отверстия D_1 вкладыша толщины заливки белым металлом и стенок вкладышей составляют соответственно:

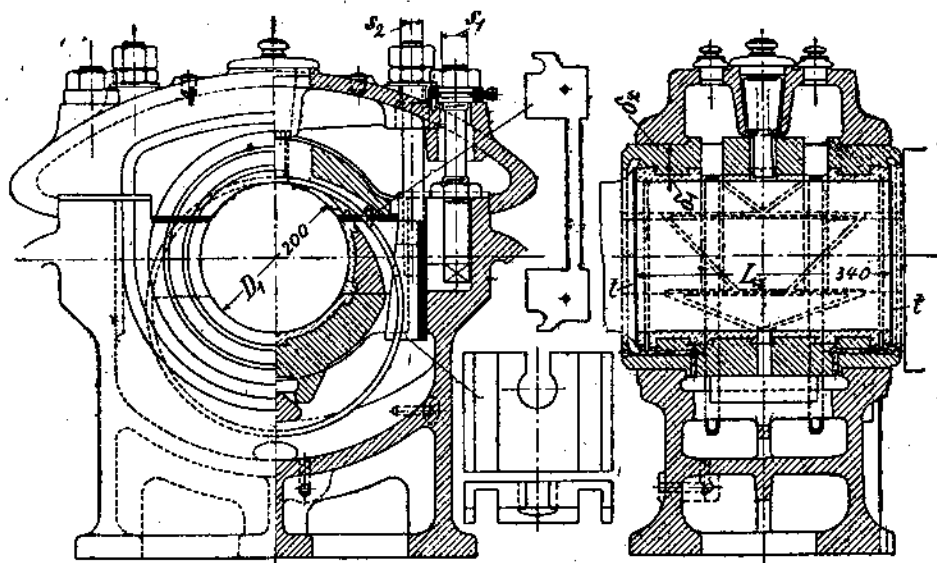
$$\delta_1 = 0,02 D_1 + 0,3 \text{ до } 0,5 \text{ см}, \delta_1 + \delta_2 = 0,2 D_1 + 0,5 \text{ до } 1 \text{ см}.$$

Диаметр крышечных и установочных винтов

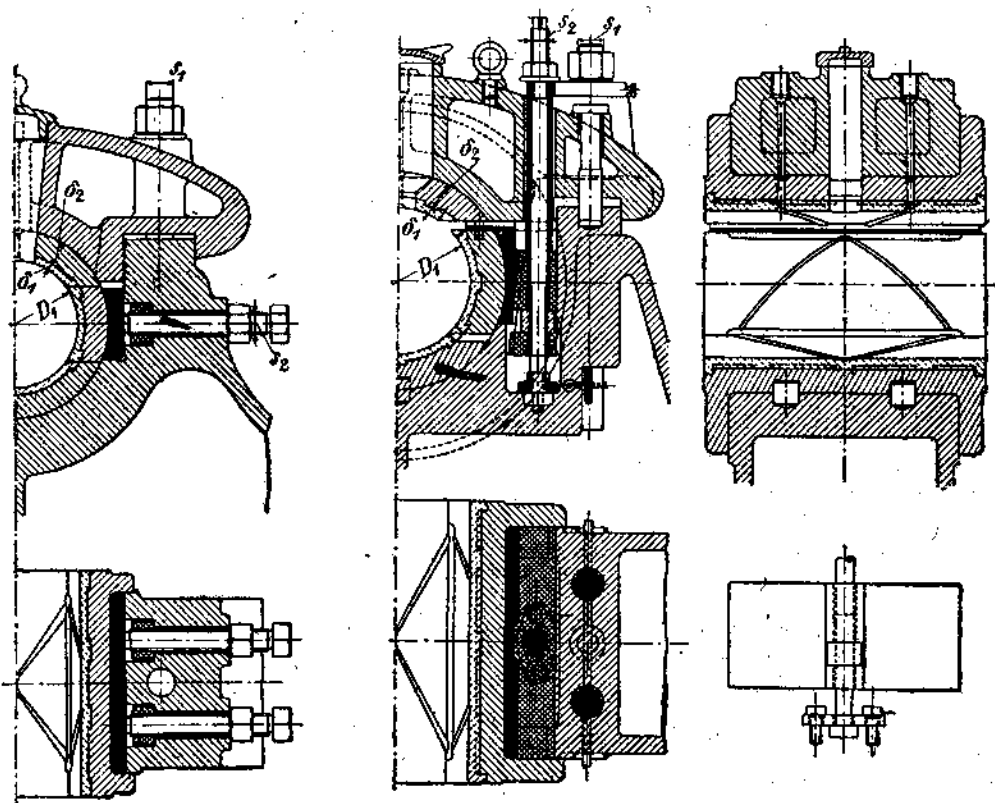
$$s_1 = 0,1 D_1 + 0,8 \text{ до } 1,3 \text{ см}, s_2 = s_1 - 1/2''.$$

Боковые установочные винты на фиг. 338 должны принять на себя все давление подшипника и должны быть рассчитаны на эти давления.

Смазочное масло доставляется шейкам коренного вала или помощью двух закрепленных на крышке капельных масленок, или помощью кольцевой смазки (фиг. 337). Отлитая по середине длины крышки коробва или масленка, заполненная салом или консистентным жиром, служит запасной смазкой на случай разогревания шейки вала. Предохранительные от разбрызгивания масла кольца t на кривошипе и главном



Фиг. 337. Подшипник коренного вала с кольцевой смазкой зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.

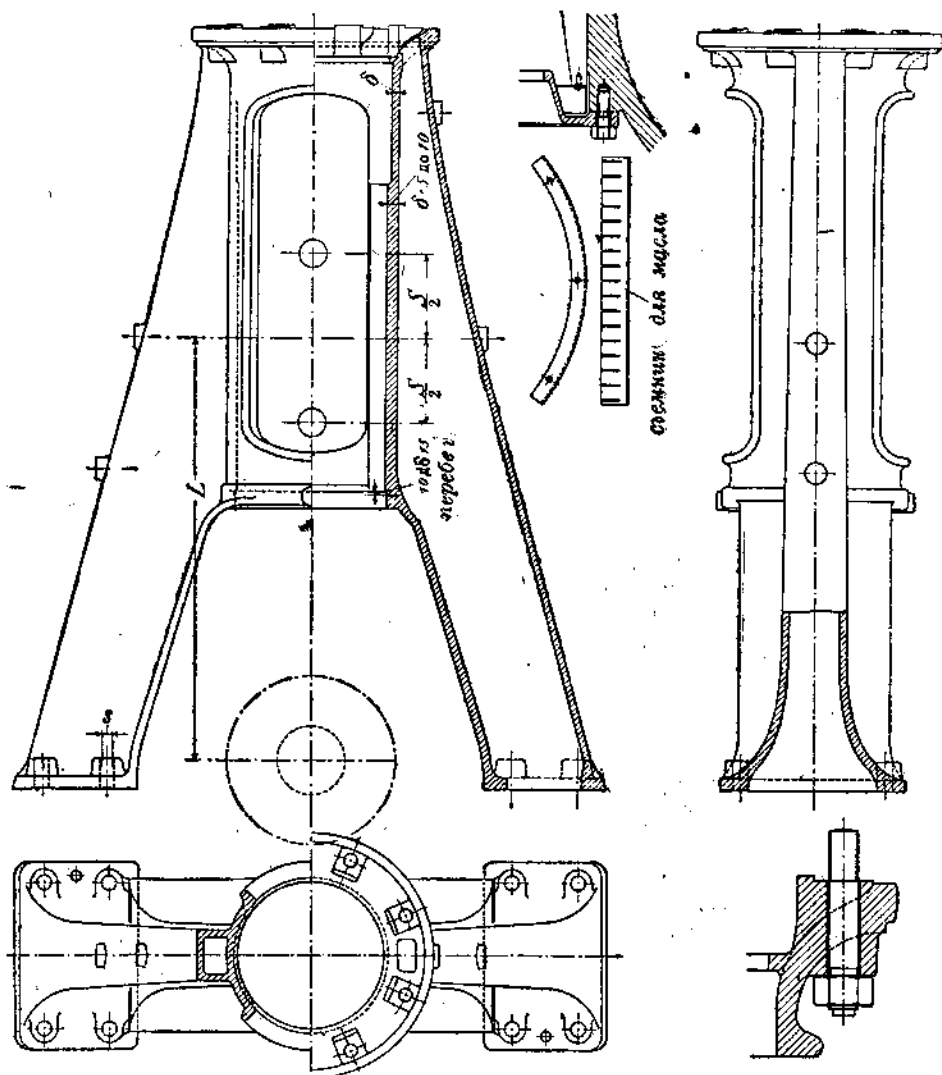


Фиг. 338.

Фиг. 339. Подшипник коренного вала зав. Паукс в Ландсберге.

валу (фиг. 337) препятствуют разбрасыванию выпускаемого масла, которое скопится в маслоловителях подшипниковых вкладышей.

Станины вертикальных машин также строятся двух главных типов. Станина первого типа (фиг. 340) состоит из двух чугунных стоек с круглыми направляющими, а рама второго типа состоит из одной только стойки с плоской направляющей (фиг. 341). В станине последнего типа для поддержания цилиндра и для достаточной стойкости самой станины против стойки располагается железная кованая или литая колонна. Стойки всегда прилиты или привинчены к фундаментной плите.



Фиг. 340. Станина вертикал. компаунд-машин зав. Покорный и Витеконд во Франкфурт-Бокенгейме.

Станины с двойными стойками лучше поглощают боковое давление вращающегося и действующие боковые давления инерции качающихся масс, но при этом затрудняют доступ к кривошипному механизму. При станинах с одной только стойкой, наоборот, устойчивость бывает меньше, но доступность движущихся частей для осмотра и обслуживания здесь больше. Колонны должны быть рассчитаны на сжатие или изгиб¹⁾. Они большей частью устанавливаются наклонно с целью упирения

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1902, стр. 724.

плоскости подшвы машины при небольшом вылете верхней части. Для прикрепления колонн к нижней фундаментной плите и к верхним фланцам цилиндров или станины служат фланцы с болтами, или чеки. Необходимо обратить серьезное внимание на возможность легкой сборки и разборки колонн. Стойки и фундаментная плита отливаются полыми. Верхний станинный фланец стойки, даже при одной только стойке, во многих случаях замыкается спереди для возможности центральной установки цилиндра. Фундаментная плита имеет широкие опорные плоскости и под кри-вошипам снабжена корытообразными углублениями. Коренные подшипники должны быть придвинуты по возможности ближе к оси направляющей. Они должны быть разъемные из двух только частей (фиг. 342); буквами t здесь опять обозначены предохранительные кольца.

§ 156. Паровые цилиндры. Конструкция и выполнение парового цилиндра обуславливаются положением оси цилиндра (вертикальным или горизонтальным), родом парораспределения (золотникового или клапанного) и свойствами впускаемого пара (насыщенного или перегретого).

Материалом для изготовления паровых цилиндров служит мелкозернистый серый чугун часто с примесью небольшого количества сварочного железа. Возможная плотность и известная твердость рабочих поверхностей представляют собой безусловное требование. Отливку лучше всего производить стоймя и с прибылью; горизонтальная отливка допускается только для небольших цилиндров, а также, и цилиндров со вставными рабочими втулками.

Толщина стенок рабочего цилиндра соразмеряется сообразно роду литья, возможности сохранения точной круглой его формы при рассверливании и положению цилиндра на машине. Эта толщина стенок составляет

$$\delta = 0,02D + 1,5 \text{ до } 2,5 \text{ см.}$$

причем добавочная постоянная для горизонтально отлитых цилиндров больше, нежели для вертикально отлитых, для цилиндров вертикальных машин меньше, нежели для цилиндров горизонтальных машин, и для перегретого пара больше, нежели для насыщенного. Рабочая поверхность парового цилиндра у своих концов, для облегчения вставки поршня, переходит в рассверленный на 6 до 15 мм уширение. Для предупреждения образования поршнем в мертвых его положениях уступов на рабочей поверхности длина последней должна быть соразмерена таким образом, чтобы внешнее набивочное кольцо поршня в мертвых положениях последнего входило на 0 до 1 мм в уширение цилиндра (см. фиг. 351 и 352, стр. 339). Более значительное выступание колец легко влечет за собой удары и поломки. В машинах некоторых заводов вместо колец в уширение цилиндра входит тело поршня на несколько миллиметров.

При расточке цилиндра следует избегать перестановки его на станке. Цилиндры вертикальных машин должны растачиваться в вертикальном положении. Цилиндры крупных диаметров целесообразно растачивать при температуре рабочего пара.

При насыщенном паре золотниковые и клапанные коробки, лапы, патрубки и приливы (бобышки) приливаются к рабочему цилиндру, а при цилиндрах с паровыми рубашками и вставными рабочими цилиндрами эти части приливаются к наружному кожуху цилиндра. При сильно перегретом паре, для избежания опасных натяжений вследствие имеющих здесь место значительных разниц температур, рабочий цилиндр по возможности должен быть отлит в виде гладкой трубы без всякого одностороннего скопления материала. Поэтому в подобных цилиндрах всякие ребра и перегородки должны быть избегнуты, а лапы цилиндра и опорные поверхности для вронштейнов распределительного вала, патрубки для арматурных частей должны быть ввинчены в стенки цилиндра. И при присоединении труб необходимо обратить внимание на достижение возможно меньшего сопротивления движению и удлинению рабочего цилиндра.

Толщина фланцев цилиндра и крышки составляет

$$\delta_2 = 1,4\delta \text{ до } 1,5\delta,$$

а рассчитанная, как плоский диск, должна иметь толщину:

$$\delta_2 \geq r \sqrt{\frac{p_a}{k_2}},$$

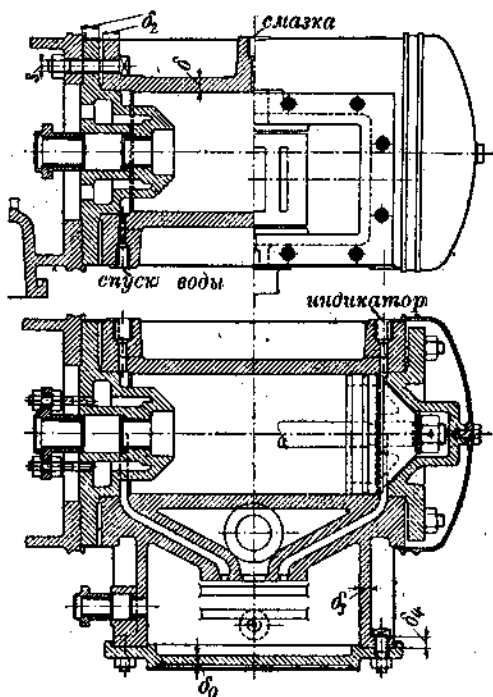
при $k_b = 250 \text{ кг/см}^2$, r — средний радиус уплотняемой плоскости в сантиметрах, p_* — наибольшее давление пара в ат. Для уплотнения служат резиновые или асбестовые кольца или же узкие отшлифованные кольцевые плоскости шириной от 10 до 25 мм.

Число крышечных болтов z должно быть сообразовано таким образом, чтобы расстояние между ними не превышало 150 мм; при диаметре круга болтовых дыр D_b в миллиметрах получается

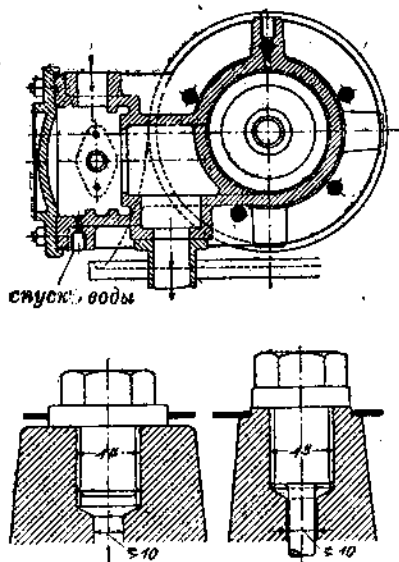
$$z \approx 0,02 D_b.$$

Это расстояние должно быть сделано тем меньше, чем тоньше фланцы. Диаметр стержня болтов s_1 должен быть рассчитан на растягивающее натяжение $k_s = 200$ до 250 кг/см^2 по наибольшему давлению пара P на крышку, без принятия в расчет предварительного натяжения, по формуле $s_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{P}{k_s}$. По «Гамбургским нормам» диаметр стержня болта должен составлять:

$$s_1 = 0,045 \sqrt{\frac{P}{z}} + 0,5 \text{ см.}$$



Фиг. 343.



Фиг. 344 и 345.

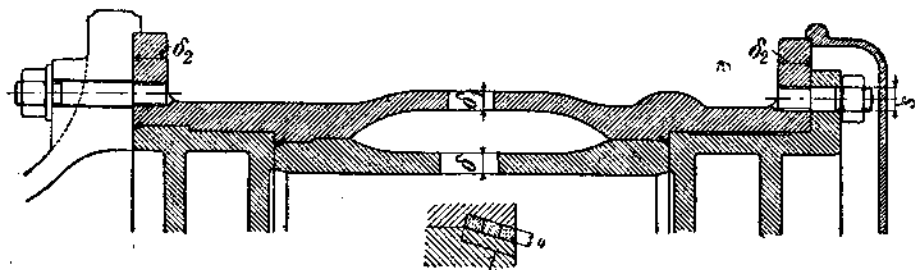
Свободно подвешенный горизонтальный цилиндр с плоским золотником. Индикаторные пробки.

Болты должны быть расположены по возможности ближе к продольной оси цилиндра. Отжимные винты 3—4 должны быть поставлены на каждой крышке.

Цилиндровые крышки входят в уширения. Зазор, который должен оставаться между крышкой цилиндра и поршнем в его мертвом положении и который должен быть по возможности мал, в зависимости от тщательности работы, составляет от 3 до 8 мм, но большей частью от 5 до 6 мм; у вертикальных машин в большинстве случаев зазор вверх делается меньше, нежели снизу. С внутренней своей стороны крышки должны быть снабжены требуемыми срезами и углублениями, через которые пар может поступать сзади поршня. Кроме того при сохранении необходимого зазора между крышкой и поршнем первая с внутренней стороны должна быть снабжена углублениями и для всех выступающих частей поршня, которые, впрочем, должны быть по возможности избегнуты для достижения большей простоты крышки. Для избежания вредных поверхностей и обусловленного ими обмена теплоты между паром и стенками цилиндра в последнее время цилиндровая крышка не только у фланца цилиндра, но и с внутренней стороны прилегает к стенке цилиндра бортом x (см. фиг. 351, стр. 339), который должен доходить до заднего края углублений для

выпускаемого и выпускаемого пара; оба эти борта одновременно же центрируют крышку. Условием подобного устройства является применение неосмаливающегося цилиндрического смазочного масла, так как в противном случае борты пригорают.

Цилиндровые крышки отливаются или ребристыми, или полыми¹⁾. У полых крышек, применяемых преимущественно при больших диаметрах, отверстия для удаления шишек должны закрываться ввинчиваемыми железными пробками или крышками после предварительного заполнения полостей дурным проводником теплоты (кизельгуром). Крышка цилиндра со стороны машинной станины или отливается вместе с цилиндром, или вставляется в него. При приливой крышке сальник для поршневого стока должен быть вставлен отдельно для возможности введения в цилиндр толстой борштанги (фиг. 353, стр. 340, и фиг. 2, табл. 21). Вставные крышки со стороны станины, имеющие преимущество легкого изготовления и обработки цилиндра, уплотняются помощью зачеканенных медных колец (фиг. 346 и 352, или же вдвигаются в цилиндр сзади и прикрепляются к кольцевой плоскости переднего фланца цилиндра (фиг. 1 и 2, табл. 20). У вертикальных цилиндров нижняя крышка большей частью бывает прилита.



Фиг. 346.

Опорой цилиндров горизонтальных машин служат станина и особые лапы у конца цилиндра; только в небольших машинах (диаметром цилиндра приблизительно до 350 мм) с вильчатыми станинами цилиндр может быть прикреплен к станине в подвешенном состоянии. У тандем-машин (табл. 20 и 21) лапами снабжаются задний цилиндр и соединительная часть. Для точного центрирования соединение фланцев станины и соединительной части постоянно производится таким образом, что отточенный фланец цилиндра или выступ на приливой передней крышке пригоняется к фланцу станины или соответственно соединительной части. Затем, при машинах для перегретого пара и всех машинах с длинным ходом поршня (выше 700 мм) при прикреплении лап цилиндра необходимо иметь в виду возможность свободного удлинения последнего. Они с каждой стороны должны быть прикреплены к строганой станине путем продольного паза и шпонки или помощью соответствующего борта (табл. 20). Соединительные болты при этом снабжаются распорными трубками.

У вертикальных машин станина, даже при плоской направляющей, в настоящее время обыкновенно вверху также снабжается замкнутым бортом для центрального расположения нижнего фланца цилиндра (фиг. 341, стр. 333).

Цилиндры с паровыми рубашками, применение которых постепенно прекращается, или образуют одно отлитое целое, или же рабочий цилиндр отлит отдельно от обогревающего цилиндра с прилитыми к нему золотниковыми или клапанными коробками, лапами, патрубками и проч. и вставлен в него. Ширина рубашки в первом случае составляет не меньше 40 мм, а во втором — не ниже 20 мм. Толщина стенок паровой рубашки составляет

$$\delta_1 = 0,8\delta \text{ до } 0,9\delta.$$

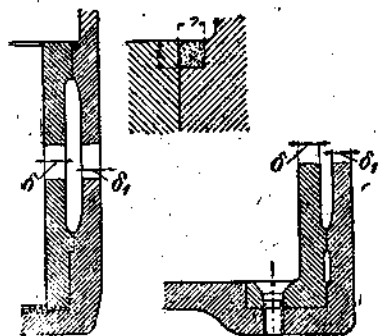
Цилиндры с отлитыми вместе паровыми рубашками и рабочими цилиндрами (фиг. 350, стр. 338) имеют то преимущество, что отопление может простираться на всю длину рабочего цилиндра и что уплотнение между цилиндром и рубашкой может

¹⁾ Расчет толщины цилиндрических крышек см. «Тело поршня» в § 158.

быть произведено легче и надежнее, нежели при вставленной рабочей втулке. Но, с другой стороны, отливка получается сложнее, и увеличивается вероятность появления различных пороков и литевых натяжений, из которых первые часто обуславливают собой негодность всей отливки, а последние могут быть очень опасны при дальнейшей работе. Отверстия для удаления шпигел прилитой рубашки располагаются частью во фланце и частью у обрешности и впоследствии закрываются винтами (см. фиг. 350), пробками или соответственно крышками.

Надежное и безопасное изготовление паровых рубашек с влитыми в них рабочими втулками значительно облегчается конструкцией проф. Дарфеля (фиг. 347). При этой конструкции средняя часть наружной стенки рубашки состоит из листового железного кожуха, своими отогнутыми бортами прилепленного к двум фланцам отливки. Кожух должен состоять из двух частей (с двумя продольными швами) и иметь выпуклую форму, чтобы он мог допускать свободное удлинение литого цилиндра. Отверстия x служат для введения заклепок и поддержания их при склеивании.

При вставлении рабочего цилиндра в паровую нагревательную рубашку первый легко может быть отлит без пороков из более твердого материала и испытан относительно своей пригодности, между тем как последняя образует собой более простую отливку. Вставка во всяком случае должна производиться весьма осторожно и тщательно, а для предупреждения лопанья рубашки при нагревании или вгонке, а также расшатывания ее при работе уплотнение стыков при постоянных машинах большей частью производится путем загонки и зачеканки медных колец, как показано на фиг. 346 для горизонтального цилиндра. Рабочий цилиндр, рабочая поверхность которого до вставки отделана наугубо, а затем уже расточена начисто, большей частью задвигают сзади. Прилитый запечник и задняя цилиндрическая крышка препятствуют продольному его перемещению.



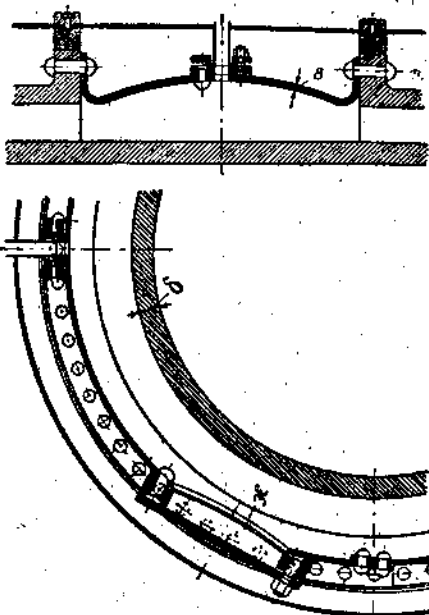
Фиг. 348.

Фиг. 349.

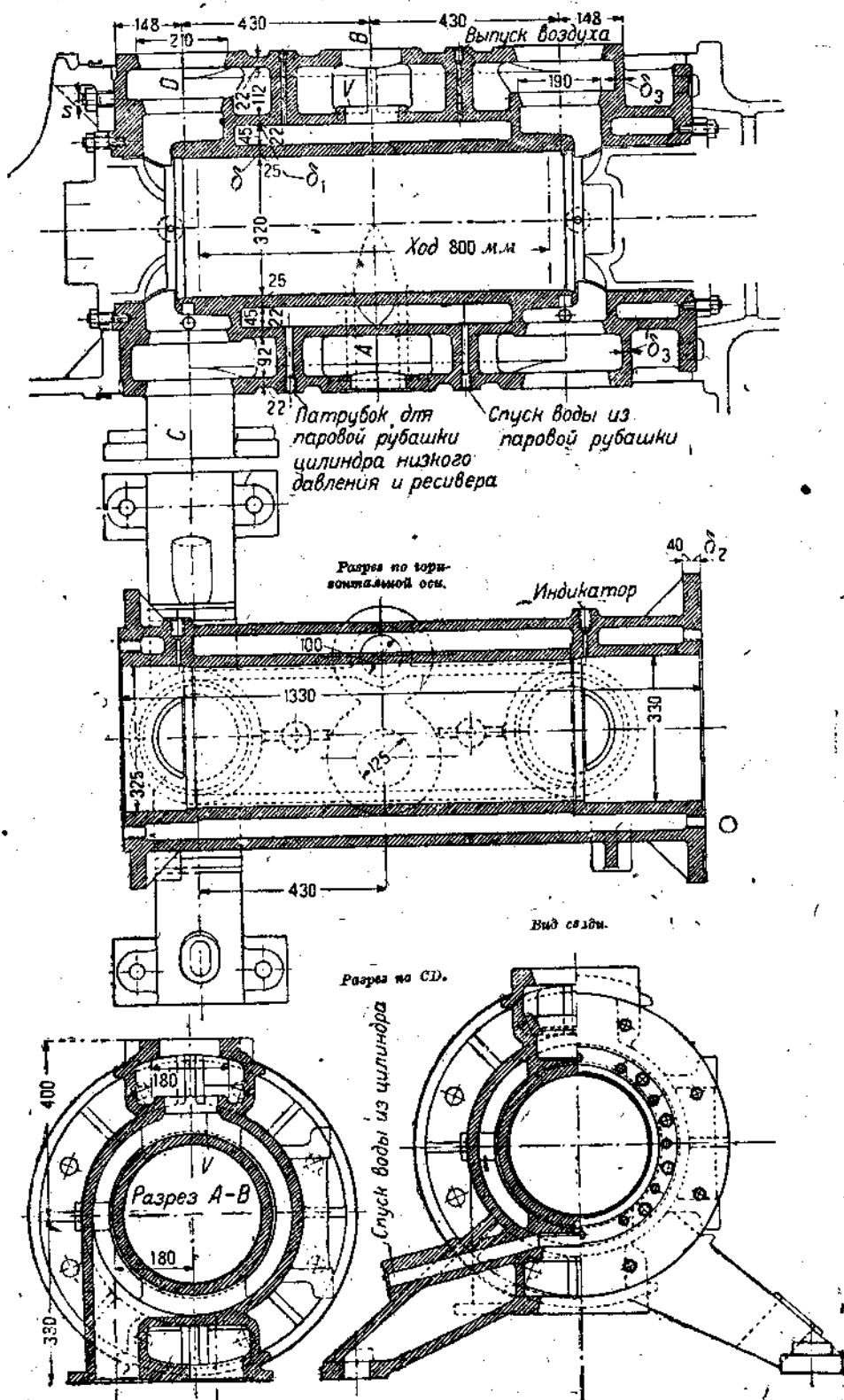
На фиг. 348 и 349 изображено уплотнение у вертикальных цилиндров. На фиг. 348 рабочий цилиндр вдавлен и только сверху снабжен расчеканенным медным кольцом, а на фиг. 349 при таком же верхнем уплотнении внизу устроен горизонтальный фланец, уплотненный помощью металлической сетки с суримом. Во всех цилиндрах со вставными рабочими втулками все каналы для выпускаемого пара должны оканчиваться вне рабочего цилиндра в уширении.

При паровых рубашках с неподвижным паром (см. стр. 17) перед запорным вентиляем у машины от паропроводной трубы ответвляется медная трубка в паровой рубашке (фиг. 347), а при рубашках с текучим паром запорный клапан машины имеет свое седло в стенке рубашки цилиндра высокого давления (V на фиг. 350); у цилиндра низкого давления паровая рубашка в последнем случае сообщается с золотниковой или выпускной клапанной коробкой при помощи отверстия или соединительного канала.

При цилиндрах для плоских и поршневых золотников у горизонтальных машин необходимо наблюдать за тем, чтобы нижние края паровых каналов исходили из наименьшей точки расточки цилиндра (фиг. 343, стр. 335,



Фиг. 347.



Фиг. 350. Клапанный цилиндр для насыщенного пара с паровой рубашкой машиностр. завода Гумбольт в Кальке.

и фиг. 5, табл. 4, и фиг. 1, табл. 5), чтобы конденсационная вода легко могла бы стекать или выталкиваться поршнем. При плоских золотниках золотниковая коробка только у небольших машин отливается вместе с цилиндром; обыкновенно же она отливается отдельно для облегчения отделки золотникового зеркала. Коробка тогда отдельными своими рабочими планками охватывает небольшой уступ на зеркале. Толщина стенок и фланцев золотниковой коробки (фиг. 343) составляет соответственно

$$\delta_3 = 0,7\delta \text{ до } 0,8\delta$$

и

$$\delta_4 = 1,4\delta_3 \text{ до } 1,5\delta_3.$$

У крышек золотниковых коробок, по Баху, опасное сечение лежит по направлениям диагоналей. Для них момент давления пара, действующего в центре тяжести S половины крышки, по фиг. 354, составляет $\frac{P}{2} \cdot \frac{c}{3}$. Этому давлению

противодействуют изгибающие давления опор сторон a и b , приложенные к их срединам. Момент этих давлений относительно диагонали составляет $\frac{P}{2} \cdot \frac{c}{2}$. Таким образом, получается равновесный момент:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{3} = \frac{P \cdot c}{12}$$

или, выражая c через a и b , принимая $P = p_u \cdot a \cdot b$ и коэффициент, учитывающий тип закрепления $\varphi = 0,75 \text{ до } 1,125$ (в среднем $= 1$), находим:

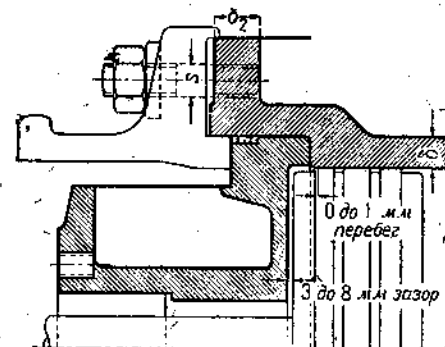
$$M_b = \varphi \frac{p_u \cdot a^3 \cdot b^3}{12 \sqrt{a^2 + b^2}}$$

Напряжение крышки при моменте сопротивления диагонального ее сечения w составляет:

$$k_b = \frac{M_b}{w}$$

Значение k_b вообще не должно превышать 200 кг/см^2 . Для гладкой крышки толщиной δ_3 получится:

$$w = \frac{\delta_3^3}{6} \sqrt{a^2 + b^2} \text{ и } k_b = \frac{\varphi}{2} \cdot \frac{p_u \cdot a^3 \cdot b^3}{(a^2 + b^2) \delta_3^3}.$$



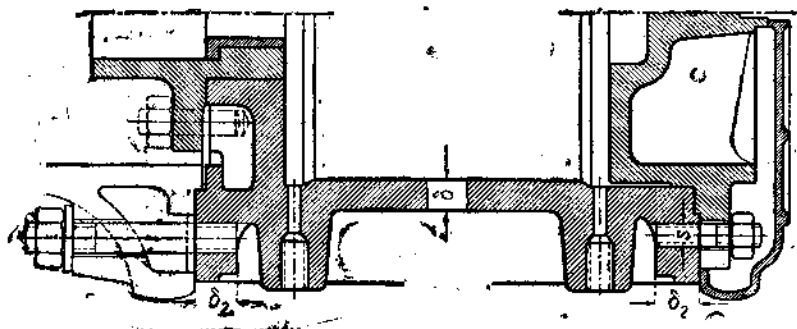
Фиг. 352.

При крышках, скрепленных ребрами, значение w вычисляется по выбранным размерам. Ребра для усиления их действия должны быть расположены изнутри. Очень удобными оказываются также выпуклые крышки.

Золотниковые коробки поршневых золотников всегда приливаются к цилиндрам, а оба боковых паровых канала прямоугольного сечения переходят в кольцевое пространство золотниковой коробки (фиг. 5, табл. 4, и фиг. 356, стр. 342). Буквами y на этой фигуре обозначены винтовые пробки двух смотровых отверстий для установки парораспределения. При цилиндрах с поворотными золотниками (кранами) золотниковые коробки образуют собой небольшие цилиндры, расположенные перпендикулярно главному цилиндру у его концов (фиг. 247, стр. 234).

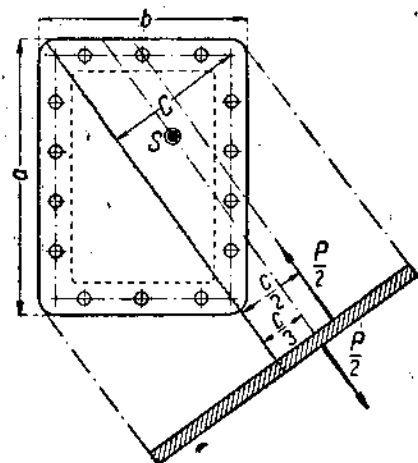
Цилиндр с впадинами парораспределения для насыщенного пара, который в настоящее время встречается большей частью только в качестве цилиндра низкого давления компаунд-машин, изображен на фиг. 350, стр. 338, и фиг. 3, табл. 20. Все патрубки для арматуры, а также общие для обеих сторон

поршня патрубки для впуска и выпуска пара в них прилиты к самому цилиндру и соответственно к паровой рубашке. При перегретом паре рабочая поверхность цилиндра, как указано на стр. 334, должна быть свободна от всех этих частей. На этом основании на фиг. 1, табл. 20, средняя соединительная часть устроена совершенно отдельно от обеих концевых частей или головок цилиндров и прилитых к ним



Фиг. 353.

клапанных коробок и патрубков, а опорная лапа цилиндра расположена на задней обшивке крышки. Эти три части соединены на пришлифованных поверхностях помощью болтов. Цилиндр на фиг. 355 и фиг. 2, табл. 21, изоборот, отлит вместе с передней крышкой и опорной лапой. При перегретом паре паровпускная труба для устранения препятствий удлинению цилиндра, должна быть под цилиндром разветвлена, и каждая ветвь в виде гибкой стальной трубы должна быть направлена внутрь цилиндрической обшивки до его клапанной коробки. То же самое относится и к выпуску, оба патрубка которого сидят на клапанной коробке отдельно один от другого.

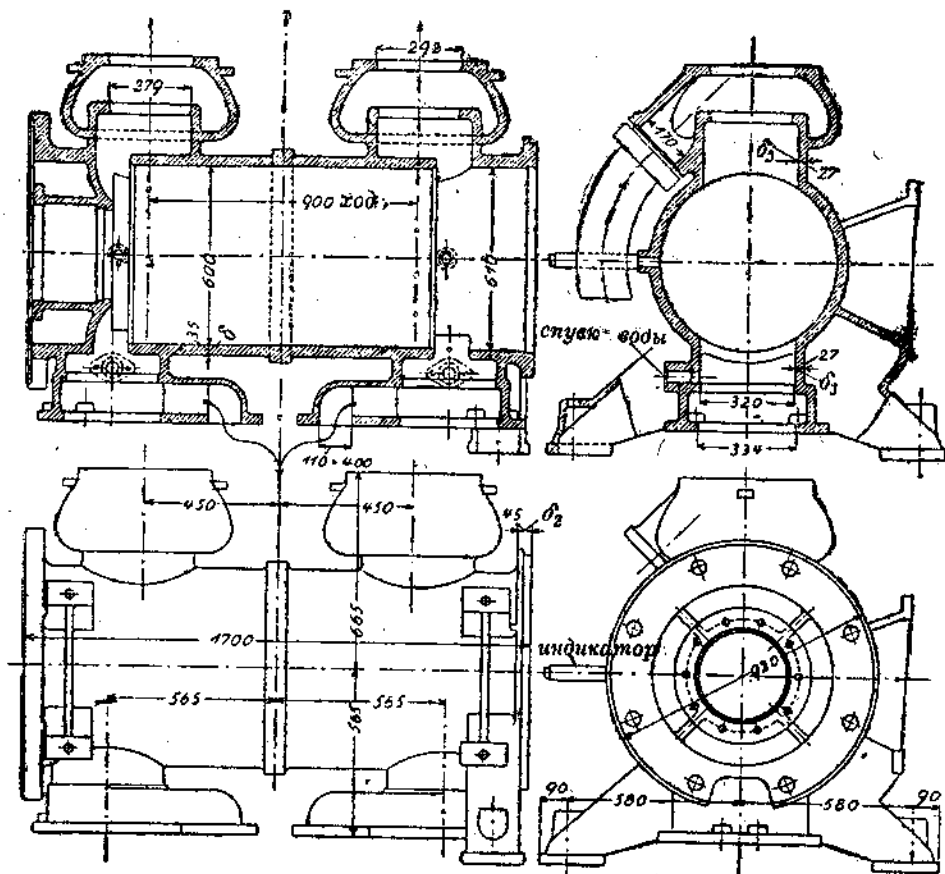


Фиг. 354.

над другим, или же впускной и выпускной клапаны одной и той же стороны поршня располагаются вверх и соответственно вниз цилиндра в отдельных камерах. Последнее устройство применяется также для перегретого пара; в этом случае приток и отвод пара должны происходить вверх и вниз отдельно в видах свободного удлинения цилиндра.

Для арматурных частей цилиндр должен быть снабжен необходимыми набзами. При насыщенном паре они приливаются к цилиндру, а при перегретом паре для предупреждения скопления материала у рабочего цилиндра они ввинчиваются в виде отдельных железных трубок (фиг. 355, стр. 341, и фиг. 1, табл. 19, фиг. 1, табл. 20, и фиг. 2, табл. 21). Индикаторные пробки (фиг. 344 и 345, стр. 335) ставятся в отверстия, диаметром не менее 8 мм и снабжаются 1" винтовой резьбой по Витворту. Необходимо наблюдать за тем, чтобы отверстие в пробке при мертвых положениях поршня не закрывалось поршнем. На фиг. 345 индикаторные пробки

для ограничения вредного пространства снабжены еще цилиндрическими уступами, входящими в каналы пробок. Набки для ввинчивания продувальных кранов диаметром от 8 до 20 мм должны быть расположены по обоим концам цилиндра. Для отвода конденсационной воды служат присоединенные к кранам медные или газовые трубки. Краны у концов цилиндра могут отсутствовать при цилиндрах для плоских золотников, при которых нижние края паровых каналов касаются уширения цилиндра в наиболее глубокой его точке, а также у горизонтальных цилиндров



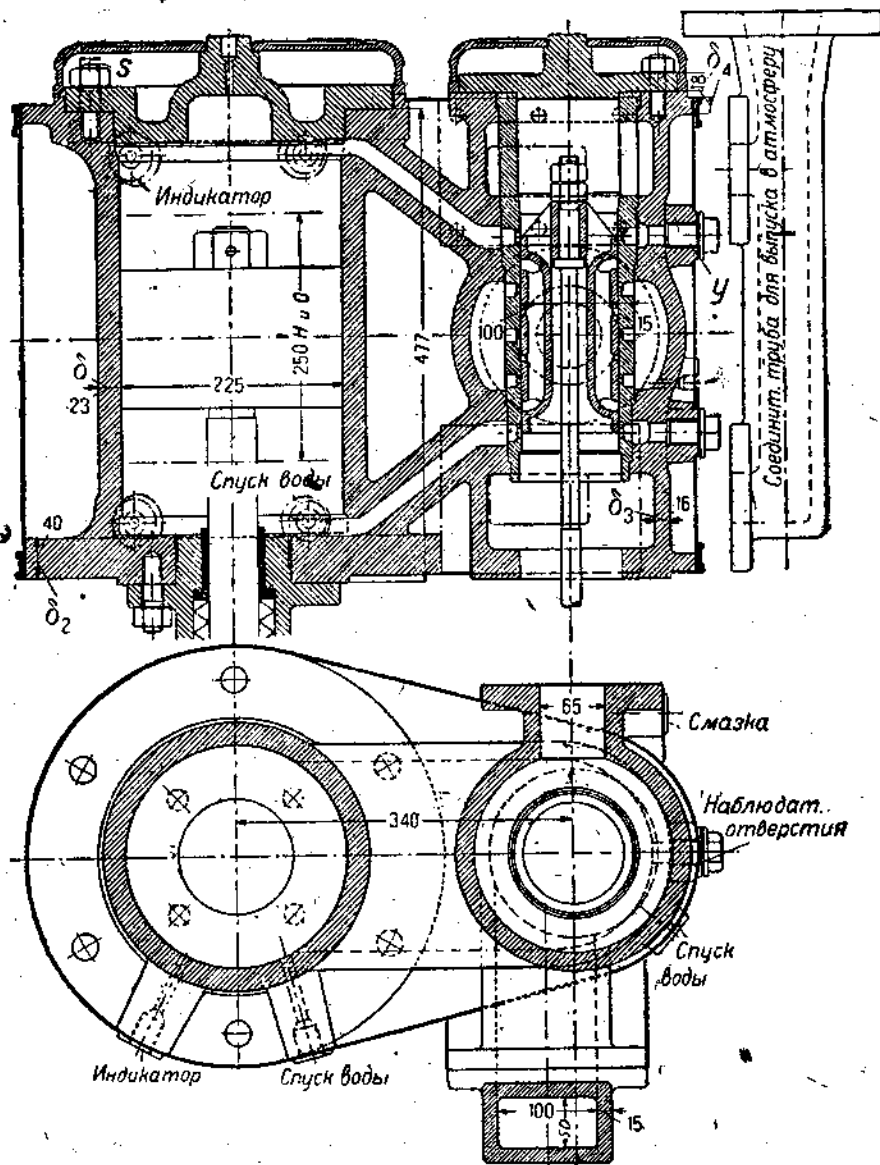
Фиг. 355. Клапанный цилиндр для перегретого пара Гревенбройхского машиностр. завода.

с вращающимися золотниками, где расположенные под цилиндром выпускные золотники спускают конденсационную воду, и, наконец, у цилиндров с клапанным парораспределением, при которых над выпускными клапанами расположен продувальный кран, или же для продувания клапаны могут приподниматься от руки. Затем набки для спускных кранов должны быть устроены у золотниковых коробов, у паровых рубашек и у отопляемых крышек, если вода из них не может свободно стекать в рубашку. Для отвода конденсационной воды из рубашек и крышек служат автоматические приспособления (конденсационные горшки).

Смазывание поступающего в цилиндр пара производится помощью одного главного и одного добавочного приспособления. В первом из них смазочный материал нагнетается насосом в паровпускную трубу и в золотниковую или клапанную коробку, к которой в подбных случаях должен быть сделан прилив для помещения возвратного клапана смазочной трубы. Добавочным устройством служит масленка (с двойной крановой пробкой), которая у горизонтальных машин обыкновенно располагается на спинке цилиндра, а у вертикальных — на верхней крышке цилиндра.

К цилиндровой арматуре затем принадлежат предохранительные клапаны и приспособления для удаления воздуха из паровых рубашек. Предохранительные

клапаны имеют внутренний диаметр около $\frac{1}{10}$ диаметра цилиндра и снабжаются пружиной. Они служат для предупреждения водяных ударов или слишком сильного возрастания сжатия. Воздуховыпускные приспособления должны быть расположены в высшей точке паровой рубашки (фиг. 350, стр. 340).



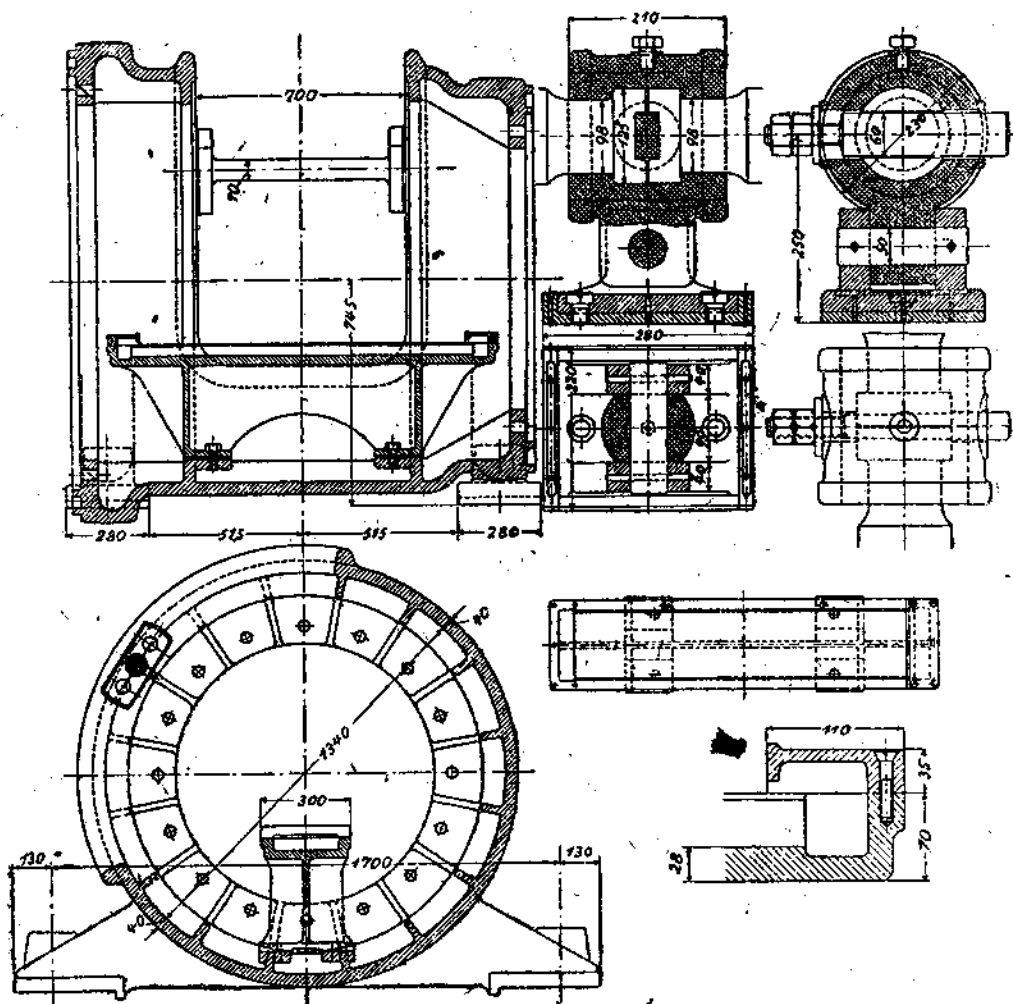
Фиг. 356. Поршнево-золотниковый цилиндр вертикальн. одноцилиндровой машины зав. Фрэмбе и Фреуденберг в Швединне.

Наонец, паровые цилиндры должны быть снабжены приливами для присоединения нагревательных труб, если прогревание цилиндра не производится путем слабого открытия запорного вентиля, как это делается у некоторых цилиндров высокого давления, приливами для присоединения трубок для манометра и вакууметра, приливами для термометра при машинах для перегретого пара, приливами для вспомогательных трубок (для наполнения ресивера) при машинах многоступенчатого расширения и т. д.

Обшивка цилиндров изолирующей массой (кизельгуром) имеет целью защиту от потерь теплоты. Поверх изолирующей массы накладывается синяя полированная листовая сталь. Обшивка привинчивается небольшими винтами к фланцам

цилиндра или к прилитым на этих фланцах или золотниковых и клапанных коробках планкам и набкам, или к особым железным угольникам. Чисто обточенные пояски (фиг. 353, стр. 340), колпачки или кожухи на переднем фланце цилиндра и охватывающем его фланце станины (фиг. 352, стр. 339) закрывают некрасивые борты обшивки.

§ 157. Средняя соединительная часть (фонарь) машин-тандем. При употребительном в настоящее время устройстве машин-тандем с расположенным сзади цилиндром высокого давления соединительная часть между обоими цилиндрами



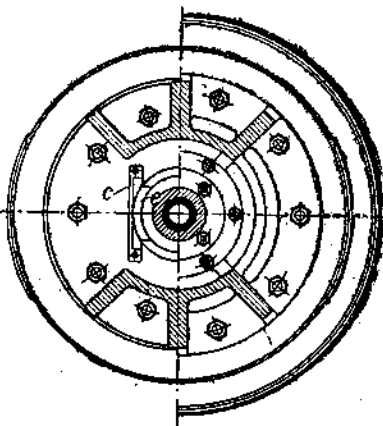
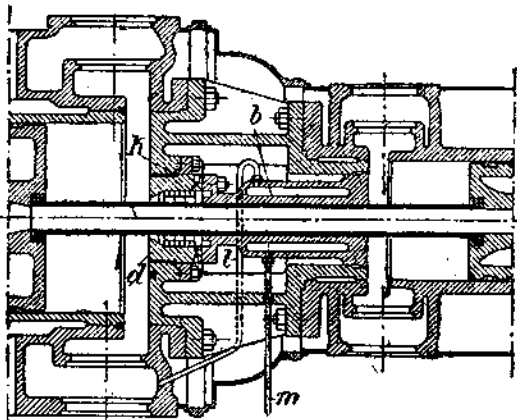
Фиг. 357. Фонарь горизонт. тандем-компаунд-машин $d = 0,575$, $D = 0,9$, $\delta = 0,9$ машинстр. зав. Букау в Магденбурге.

должна быть снабжена отверстием (окном) для вынимания задней крышки и поршня цилиндра низкого давления. Сообразно с этим средняя часть должна быть построена очень прочно, так как при несовпадении центра тяжести и поперечного сечения этой части с осью поршневого штока в ней появляются эксцентрическое растягивающие усилия, а следовательно, и изгибающие напряжения.

В показанной на фиг. 2, табл. 20, промежуточной части для возможного ограничения эксцентрических растягивающих сил имеются два боковых отверстия, а соединительная стенка для достижения достаточного поперечного сечения отлита полый с двойными стенками.

В больших паровых машинах в соединительной части располагают еще направляющую стойку или салазки для разгрузки сальников и уменьшения трения

поршней. Стойка снабжается вкладышами с заливкой из белого металла, и при некотором износе вкладышей стойка приподымается посредством подкладок; в редких



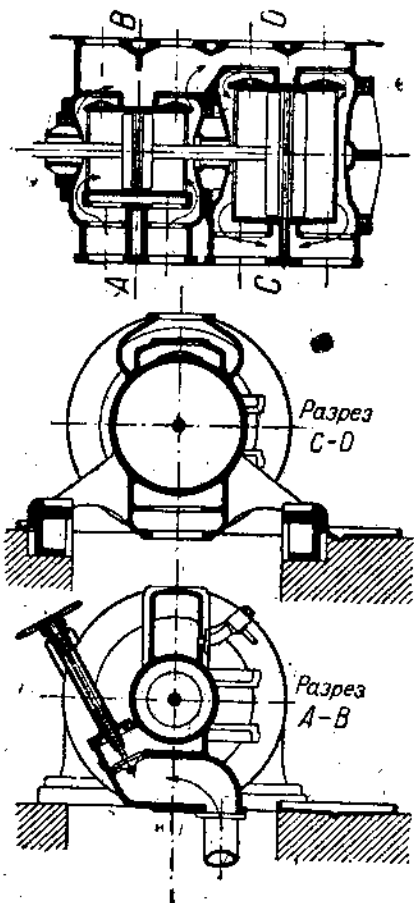
Фиг. 358. Соединение цилиндров tandem-машины Макса Шмидта зав. 6. Штарке и Гофман в Гирсберге.

случаях вкладыши надавливаются вкладки снабжен переставляемым

пружинами. На фиг. 1, табл. 21, нижний в стойке винтом, а средняя часть при одном только отверстии укрепена тягой. Последнее имеет место также в средней части с направляющими салазками по фиг. 357, где поршневой шток для более удобной разборки поршня сделан разъемным из двух частей. На том же основании, а также для ограничения строительной длины в настоящее время применяются продольно-разъемные фанари, в которых стык расположен в горизонтальной или вертикальной плоскости.

Цилиндр низкого давления при tandem-машинах располагается в свободно подвешенном состоянии между направляющей и снабженной четырьмя лапами соединительной частью (табл. 14). Цилиндр высокого давления часто снабжается двумя лапами, прилитыми к обшивочной части задней его крышки. При таком устройстве машина не только приобретает более красивый, законченный задний внешний вид, но нижняя сторона цилиндров остается вполне свободной для парораспределения.

Шмидт в своих tandem-машинах укороченного типа (см. стр. 323) заменяет соединительную часть изображенным на фиг. 358 соединением передней крышки цилиндра высокого давления с задней крышкой цилиндра низкого давления. Эта соединительная часть скрепляется системой ребер и при помощи двух вырезов дает доступ к сальникам *d* между обоими цилиндрами снаружи. Сальник *d* соединен с окружающей охлаждающей камерой компенсационной муфтой *b*, которая должна быть вставлена через цилиндр высокого давления. Загоняемые снаружи вилы *c* захватывают вилу *b* у прилитых



Фиг. 359. Двойной цилиндр по Лентцу.

уступов *e* и уплотняют ее при помощи крутого конуса; в том же направлении действует также давление пара в цилиндре высокого давления. Уплотнение в цилиндре

низкого давления производится при помощи нажатого медного кольца k , допускающего удобное удлинение и скольжение всей компенсационной муфты. Сальник для предохранения его по возможности от действия перегретого пара расположен ближе к цилиндру низкого давления. Он снабжен нагнетательной смазкой. Охлажденная камера омывается отработавшим паром цилиндра низкого давления, поступающим по трубке l и выпускаемым в конденсатор по трубке m .

Поршень цилиндра низкого давления без открывания этого цилиндра может быть натяннут помощью гайки поршня высокого давления. Доступ к поршню низкого давления, согласно сказанному на стр. 323, получается тем, что цилиндр высокого давления без разборки его парораспределения может быть отодвинут назад по фундаментной плите, устроенной в виде салазок.

Конструкция, по которой Лентц располагает цилиндры своей укороченной тандем-машины без соединительной части (см. стр. 323), показана на фиг. 359. Оба цилиндра, из коих цилиндр высокого давления лежит на станине, образуют одну отливку, и поршневой шток уплотнен в промежуточной крышке при помощи безнабивочного сальника (см. § 160). Затруднительная отливка требует большого навыка и сноровки в подобных работах. Отливка состоит из двухступенчатой трубы с возможно равномерно распределенными массами, у верхней и нижней стороны которой расположены четыре канала, по два вверху и внизу. Пар поступает внизу в цилиндр высокого давления и вверху — в цилиндр низкого давления.

§ 158. Паровые поршни. Главные части парового поршня составляют: набивочные кольца и тело поршня.

1. *Поршневые набивочные кольца.* Эти кольца служат для уплотнения поршня, т. е. для предупреждения перехода или просачивания пара с одной стороны поршня на другую, при возможном ограничении трения и изнашивания. В плотности поршня убеждаются тем, что вращением закрепляют в мертвом положении и открывают крышку противоположной стороны. Впускаемый за поршень пар при хорошем уплотнении должен обнаруживаться с открытой стороны только в виде мелких водяных бус или жемчужин.

Наилучшим материалом для изготовления поршневых набивочных колец считается однородный более мягкий, чем цилиндр, чугун. Для образования требуемого уплотнения по окружности колец последние должны быть прижаты к стенкам цилиндра с известной силой. Весьма важно, хотя и нелегко, предварительно определить это нажатие. При слишком большом давлении бесполезно увеличивается трение поршня, а при слишком малом давлении получается недостаточное уплотнение. Сообразно изнашиванию кольца, желательно, чтобы сначала сила нажатия кольца была больше безусловно необходимой с тем, чтобы после некоторого износа кольца существовало достаточное уплотнение, и тем предупреждалась бы необходимость частого повторного подтягивания кольца. Но не только по окружности, но и по направлению хода поршня требуется известное нажатие колец. Оно имеет целью уничтожить зазор между кольцами и бортами желобов поршня, образующийся вследствие попеременно-возвратного движения поршня, преимущественно при больших скоростях. Если эти зазоры не уничтожены, то пар с одной стороны поршня может проникнуть за кольцо, а оттуда по другую сторону поршня.

В зависимости от того, прижимаются ли кольца под действием собственной упругости или при помощи пружин, различают самопружинящие набивочные кольца и набивочные кольца с прижимными приспособлениями.

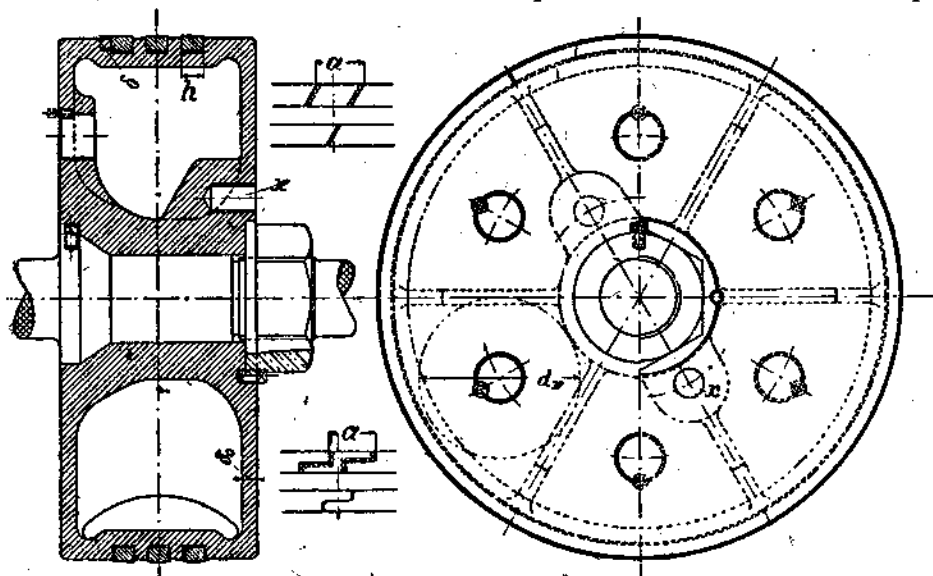
В практике в настоящее время предпочитают самопружинящие кольца вследствие большей их простоты. Они имеют прямоугольное сечение и отрезаются от отлитого с прибылью полого цилиндра, предварительно обрабатываемого внутри и снаружи и затем разделяемого на отдельные кольца, причем последние сразу отрезаются такой ширины, что после некоторой шлифовки приходятся к готовым желобкам. Следующее затем вырезывание a производится путем просверления небольших дыр и путем выдалбливания или выфрезования с потребной ручной добавочной отделкой (пришабривание плоскостей стыков). Стык имеет или косое направление или снабжается перекрышами (фиг. 360). Затем по соединении концов

штифтом или путем спайки каждое кольцо еще раз зажимается в патроне токарного станка и окончательно обрабатывается по диаметру цилиндра D и толщине стенок δ . Наружный диаметр необработанного полого цилиндра, из которого вырезаются кольца, должен составлять

$$D + \frac{a}{\pi} + 8 \text{ до } 12 \text{ мм},$$

если толщина снимаемой снаружи и изнутри стружки при двукратной обточке составляет 2 до 3 мм.

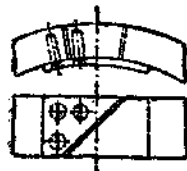
Так как изготовленные указанным способом кольца после выреза и сжатия оказываются не круглыми, а эллиптическими, то при одинаковой вокруг всего кольца толщине стенки кольцо неодинаково прижимается к стенкам цилиндра по



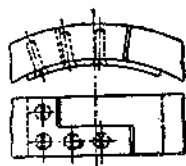
[Фиг. 360. Поршень зав. Фрамбс и Фреуденберг в Швейцарии.

всей своей окружности. В кольцах с постепенно уменьшающейся к стыку толщиной стенок до (0,5—0,7) δ этот недостаток частью устраняется, причем облегчается надевание на поршень, но, с другой стороны, удорожается изготовление. Лучше по способу Рейнгардта ¹⁾ изготовлять кольца сразу эллиптическими, т. е. изготовлять их в виде круглых колец со вставленными в них кусками длиной a плюс толщина пилы. После вынимания этой вставки и сжатия колец они опять обрабатываются круглыми и дают везде одинаковое нажатие.

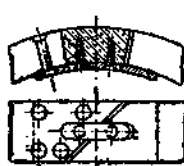
Вырезы надетых на поршень отдельных колец должны быть взаимно смещены, а вращение самих колец должно быть предупреждено при помощи штифтов или винтов. Для предупреждения протекания пара через стыки колец, постепенно раскрывающиеся по мере износа последних, каждый вырез снабжается кольцевым замком. На фиг. 361—364 изображены различные конструкции этих замков, из ко-



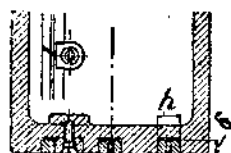
Фиг. 361.



Фиг. 362.



Фиг. 363.



Фиг. 364.

торых изображенный на фиг. 364 вместе с тем предупреждает вращение кольца. Отдельные части замков изготовлены из бронзы и должны быть тщательно прила-

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, стр. 232.

жены между собой путем пришабривания. Во многих случаях, главным образом при нескольких кольцах на поршне, устройством подобных замков пренебрегают в виду незначительности количества проходящего через вырезы пара.

Что касается размеров поперечного сечения самопружинящихся колец, то следует заметить, что в настоящее время охотно применяют узкие кольца вследствие небольшой их массы, так как с увеличением массы увеличивается сила ударов, которых можно ожидать при образовании зазора между кольцом и бортом поршня. Толщина кольца также делается небольшой для предупреждения слишком сильного нажатия кольца к стенкам цилиндра и обусловливаемого им слишком большого трения поршня. Главным образом, при перегрете пара выбирают небольшое нажатие, хотя тонкие кольца у торцовых плоскостей изнашиваются быстрее толстых.

Для приблизительного вычисления нажатия, производимого набивочным кольцом определенных размеров при данном вырезе, могут служить следующие данные. Если на фиг. 365 означают:

r_m — средний радиус сжатого кольца,

p — давление на единицу площади между кольцом и стенками цилиндра, отнесенное к радиусу r_m ,

то давление, производимое на стенку цилиндра наклоненным под углом φ к горизонтали элементом поверхности кольца шириной $r_m \cdot d\varphi$ и высотой h , составляет

$$dN = p \cdot h \cdot r_m \cdot d\varphi,$$

и момент этого давления относительно опасного сечения $O-O$ составляет

$$dN \cdot y = p \cdot h \cdot r_m \cdot d\varphi \cdot r_m \cdot \sin(180 - \varphi) = p \cdot h \cdot r_m^2 \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi.$$

Путем интегрирования по полуокружности получается наибольший момент давления кольца

$$M = \int_0^\pi p \cdot h \cdot r_m^2 \cdot \sin \varphi d\varphi = 2p \cdot h \cdot r_m^2.$$

Этот момент должен быть равен произведению из момента сопротивления $w = h \frac{\delta^3}{6}$ на натяжение k_b , допустимое в этом сечении кольца при сжатии, т. е.

$$2p \cdot h \cdot r_m^2 = \frac{h \cdot \delta^3}{6} \cdot k_b,$$

откуда при $r_m = 0,5(D - \delta)$ получается

$$p = \frac{k_b}{12} \cdot \frac{\delta^3}{r_m^2} = \frac{k_b}{3 \left(\frac{D}{\delta} - 1 \right)^2}. \quad (132)$$

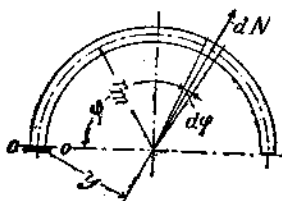
Потребная для достижения давления p длина a выреза кольца, измеряемая по его окружности, по Рейнгардту, при модули сдвига материала кольца G , должна составлять

$$\frac{a}{D} = 2,36 \left(\frac{D}{\delta} - 1 \right) \frac{k_b}{G}. \quad (133)$$

Уравнения (132) и (133) служат для расчета всех колец, вдвигаемых в снабженное особой крышкой тело поршня. Если же кольца должны быть надвинуты вверх тела поршня, то необходимо еще принять в соображение появляющееся при этом в кольце натяжение σ_s . Если принять, что силы, с которыми кольца растягиваются (при надевании на поршень), образуют между собой угол не больше 30° , то это натяжение, которое во всяком случае появляется в кольце только один раз, по Рейнгардту, определяется уравнением

$$\sigma_s = 0,64 \left[\frac{4G}{\left(\frac{D}{\delta} - 1 \right)^2} - k_b \right]. \quad (134)$$

При углах больше 30° значение σ_s возрастает и при 90° составляет 1,5-кратное против исчисленного по ур-нию (134).



Фиг. 365.

По полученным ур-ниям вычислена верхняя часть таблицы, на стр. 349, для $k_b = 800, 1000$ и 1200 , а также $G = 800\,000 \text{ кг/см}^2$. Значение k_b по возможности не должно превышать 1000 , а σ_b , 1800 кг/см^2 ; при более высоких значениях кольца не могут уже надеваться поверх борта поршня.

Если наибольшее натяжение k_b кольца при работе и натяжение σ_b при надевании кольца должны быть равны между собой, то по ур-нию (134) должно быть

$$k_b = \sigma_b = \frac{G}{0,64 \left(\frac{D}{\delta} - 1 \right)^2},$$

или при $G = 800\,000 \text{ кг/см}^2$ должно быть

$$k_b = \frac{1250000}{\left(\frac{D}{\delta} - 1 \right)^2}. \quad (135)$$

По этому ур-нию вычислена средняя часть таблицы, стр. 349; значения p и $\frac{a}{D}$ опять получаются из ур-ний (132) и (133).

Для выбранного отношения выреза $\frac{a}{D}$ по ур-нию (133) получается

$$k_b = 0,425 \frac{a}{D} \cdot \frac{G}{\frac{D}{\delta} - 1}, \quad (136)$$

между тем как p и σ_b при этом значении k_b определяются из ур-ния (132) и соответственно (134). Нижняя часть таблицы, на стр. 349, вычислена для $\frac{a}{D} = 0,1$.

Для поршня низкого давления по фиг. 360, стр. 346, диаметром $D = 525 \text{ мм}$, напр. при отношении $\frac{D}{\delta} = 37,5$, кольца должны иметь толщину

$$\delta = \frac{525}{37,5} = 14 \text{ мм}$$

и при $k_b = 800 \text{ кг/см}^2$, по верхней части указанной таблицы, вырез должен быть шириной

$$a = 0,086 \cdot 525 \cong 45 \text{ мм.}$$

Кольца прижимаются к стенкам цилиндра с давлением $p = 0,2 \text{ кг/см}^2$, а при надевании на поршень испытывают натяжение в опасном сечении $\sigma_b \cong 1000 \text{ кг/см}^2$. Модель кольца должна иметь наружный диаметр

$$525 + \frac{45}{\pi} + 8 \cong 548 \text{ мм.}$$

Если при данном отношении $\frac{D}{\delta}$ натяжения в кольце при работе и при надевании на поршень должны быть одинаковы, то по средней части таблицы при $k_b = \sigma_b = 950$ и $p = 0,235 \text{ кг/см}^2$ длина выреза составит

$$a \cong 0,101 \cdot 525 \cong 53 \text{ мм.}$$

Высота (или ширина) кольца не имеет влияния на его нагрузку и приблизительно составляет

$$h = 1,25 \delta \text{ до } 2 \delta.$$

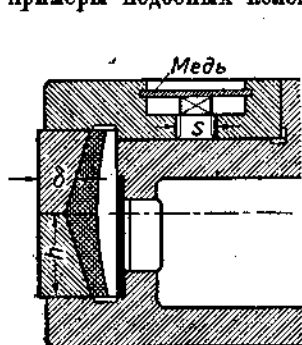
Необходимый при нагревании кольца расширительный зазор между концами разрезанного кольца может быть сделан $\frac{D}{150}$. Число колец большей частью делается 3; при длинных поршнях (прямоточных) у каждого конца ставится по 2 или 3 кольца.

Некоторые заводы достигают упругости колец путем надрубок с внутренней стороны, производимых соответствующим молотком и постепенно уменьшающихся от середины к концам как в ширину, так и в глубину. Некоторые заводы провальцовывают обточенные по диаметру цилиндра готовые кольца и затем прорезывают их

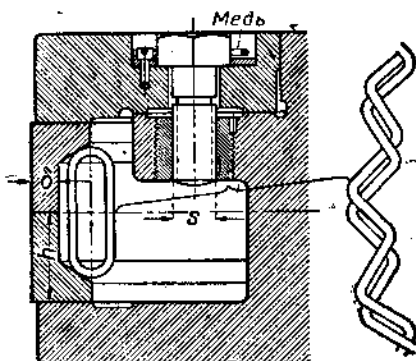
Таблица самопружинящих колец по Рейнгардту.

		26	28	30	32	34	36	38	40
$k_b = 800$ кг/см ²	$p =$	0,427	0,366	0,317	0,278	0,245	0,218	0,195	0,175 кг/см ²
	$\frac{a}{D} =$	0,059	0,064	0,068	0,073	0,078	0,083	0,087	"
	$\sigma_b =$	—	—	1 920	1 600	1 340	1 150	955	815 "
$k_b = 1000$ кг/см ²	$p =$	0,534	0,458	0,397	0,347	0,307	0,273	0,244	0,219 "
	$\frac{a}{D} =$	0,074	0,080	0,086	0,092	0,097	0,103	0,109	0,115 "
	$\sigma_b =$	—	—	1 770	1 460	1 200	1 000	820	675 "
$k_b = 1200$ кг/см ²	$p =$	0,640	0,555	0,477	0,416	0,368	0,327	0,293	0,263 "
	$\frac{a}{D} =$	0,088	0,096	0,121	0,110	0,117	0,124	0,131	0,138 "
	$\sigma_b =$	—	—	1 620	1 320	1 070	860	685	540 "
$k_b = \sigma_b =$		—	1 720	1 480	1 300	1 150	1 020	910	820 "
$\frac{a}{D} = 0,1$	$p =$	—	0,786	0,587	0,452	0,350	0,278	0,222	0,179 "
	$\frac{a}{D} =$	—	0,137	0,126	0,119	0,113	0,105	0,100	0,095 "
	$\sigma_b =$	—	—	1 620	1 425	1 215	1 045	905	785 "

Набивочные кольца с особыми прижимными приспособлениями, применение которых даже при больших диаметрах значительно сокращено, сложнее и дороже самопружинящих колец; но зато они имеют то удобство, что прижимание, даже при износе кольца, остается неизменным. На фиг. 366 до 369 приведены примеры подобных колец.



Фиг. 366.



Фиг. 367.

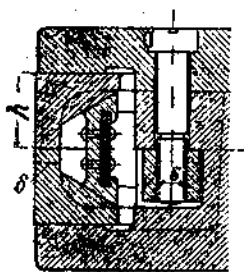
На фиг. 366 до 368 оба разрезных кольца снабжены изнутри косыми нажимными поверхностями, чтобы они могли нажимать также и на борты поршня. На фиг. 366 нажимание производится пружиной с сечением в виде двойного конуса, на фиг. 368 (по патенту Цирн) — помощью бронзовых булавоч на плоской пружине, а на фиг. 367 (по Бузлей) — при помощи спирально свернутой двойной пружины.

Наконец, на фиг. 369 одиночное кольцо нажимается при помощи нескольких опирающихся о тело поршня плоских пружин.

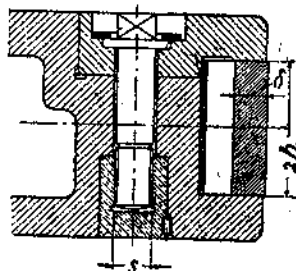
Для колец несамопружинящих при диаметре цилиндра D можно принять

толщину $\delta = \frac{D}{25}$ до $\frac{D}{35}$; высоту (ширину) $h = 2\delta$ до 3δ .

Наружные поршневые кольца, как уже замечено нами на стр. 334, для предупреждения образования уступов на стенках цилиндра в мертвых положениях поршня должны выступать из полости цилиндра на 0 до 1 мм. Это выступание должно быть тем меньше, чем больше сжатие в цилиндре. При слишком большом выступании в мертвом положении поршня кольца сжимаются давлением пара. При последующем затем их расхождении происходит так называемое хлябанье. Для предупреждения подобного хлябанья кольца устраиваются согласно фиг. 364, где каждое кольцо (а также тело поршня, как показано снизу) снабжается заточенным в нем желобком полукруглого сечения и несколькими радиально просверленными в нем отверстиями. Желобки действуют подобно лабиринтной набивке, а через отверстия пар поступает сзади колец и разгружает их от давления пара снаружи. В виду возможного сжатия колец часто снабжают поршень тремя кольцами, чтобы среднее никогда не сжималось. Для того, чтобы наружные кольца своими краями точно совпадали с мертвыми положениями рабочей поверхности цилиндра, при установлении длины поршневого штока необходимо принять во внимание его удлинение от теплоты во время работы. Некоторые конструкторы вместо колец выпускают тело поршня приблизительно на $\frac{1}{10}$ ширины поршня; но в этом случае для избежания образования уступа давление между кольцами и стенками цилиндра должно быть весьма незначительно.



Фиг. 368.



Фиг. 369.

2. *Тело поршня.* Вес его должен быть по возможности ограничен. Открытые поршни тарельчатого или коловольного типа, отливаемые в виде фасонного стального литья или выковываемые из мягкой литой стали, для трансмиссионных машин применяются весьма редко.

В громадном большинстве случаев применяются закрытые поршни, дающие меньший теплообмен между обеими сторонами поршня и имеющие меньшую поверхность охлаждения; в настоящее время подобные поршни обыкновенно отливаются из чугуна в виде полого литья (фиг. 360) и реже стали. Торцовые плоскости поршня в горизонтальных машинах направлены перпендикулярно ходу поршня, а при вертикальных машинах для лучшего стекания воды они часто имеют вид слегка конических или вообще выпуклых поверхностей. Большие поршни снабжаются радиальными ребрами с отверстиями для соединения отдельных шпильных сегментов. Закрывание шпильных отверстий в торцовых стенках производится помощью железных винтов, с которых четырехгранная пробка после завинчивания срезывается и наружный конец зачеканивается. Для облегчения сборки большей частью имеются еще два нарезанных отверстия (x на фиг. 360) для ввинчивания болтов с проушинами.

Наименьшая толщина стенки δ_0 при подобных поршнях диаметром D с чисто технико-литейной точки зрения должна быть не меньше

$$\delta_0 = 0,012 D + 0,8 \text{ до } 1 \text{ см.}$$

Точное вычисление толщины стенок при полых литых поршнях без ребер в настоящее время невозможно. Для полых поршней с ребрами можно только приблизи-

тельно рассчитать лежащую между двумя ребрами часть стенки, рассматриваемую как площадь круга диаметра d_x (фиг. 360, стр. 346), толщина которой, по Баху, для плоской стенки должна быть:

$$\delta_0 = \varphi \frac{d_x}{2} \sqrt{\frac{p_n}{k_b}};$$

здесь p_n представляет собой небольшой избыток давления пара с одной стороны поршня относительно внутреннего пространства поршня, давление в котором может быть принято в 1 ат, значение $\varphi = 0,8$ до 1,2, а $k_b \geq 200 \text{ кг/см}^2$.

В полых поршнях с ребрами, снабженными отверстиями (фиг. 370), наибольшее натяжение в ребре получается у наружного края отверстия, т. е. на расстоянии x от центра поршня, и, по Пфлейдереру ¹⁾, составляет:

$$\sigma_b = \frac{h}{2} \cdot \frac{M_b}{J} + \frac{P \cdot l_1}{4} \left(\frac{1}{a \cdot f} + \frac{a - 0,5w_1}{J_1} \right) \geq k_b,$$

где

$$P = (R^2 - r^2) \frac{\pi}{i} \cdot p_n,$$

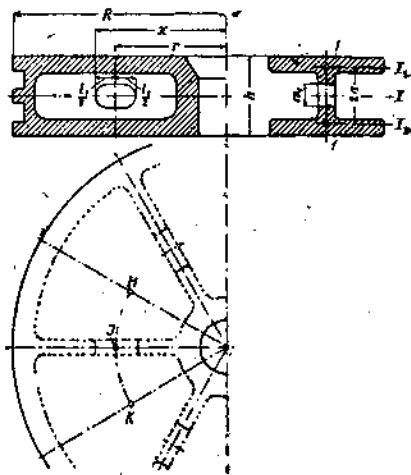
$$M_b = \frac{p_n \pi}{3i} (R - x)^2 (2R + x),$$

J — момент инерции двухтаврового поперечного сечения HJK ,

J_1 — момент инерции таврового поперечного сечения площадью f ,

$2a$ — расстояние между центрами тяжести обоих сечений f ,

i — число ребер.

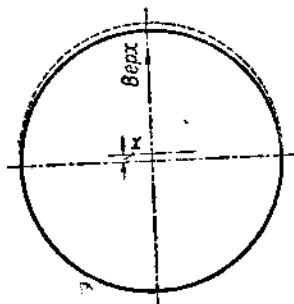


Фиг. 370.

Так как σ_b для больших значений x получается очень малым, то окна следует располагать по возможности ближе к наружи.

Наружный диаметр тела поршня обтачивается до диаметра немного меньшего (от 1,5 до 3 мм) чем диаметр цилиндра. При несквозных поршневых штоках, а также у крупных машин без задней направляющей для разгрузки сальников и

грунд-буке часто уже предварительно допускают прилегание тела поршня к стенкам цилиндра вполне или только в нижней части. В первом случае тело поршня обтачивают несколько меньше диаметра цилиндра, чтобы он после основательного прогревания машины прилегал к стенкам цилиндра. Во втором случае поршень устраивают в виде опорного поршня. Для этой цели после обточки поршня до диаметра цилиндра он опять зажимается в патрон токарного станка несколько эксцентрически кверху на толщину снимаемой затем стружки $x = 0-1,5 \text{ мм}$ (фиг. 371). При вторичной обточке диаметр уменьшается только сверху на толщину стружки, и при правильной сборке ²⁾ поршень нижней своей стороной прилегает к цилиндру приблизительно на $1/4$



Фиг. 371.

окружности. Здесь давление на единицу площади, равное весу поршня и принадлежащей ему части штока, деленному на ширину поршня, умноженное на $1/4$ его окружности, не должно превышать от 0,5 до 1 кг/см^2 .

§ 159. Поршневые штоки. Пример. Штоки изготавливаются из стали, которая при большой прочности обладает гладкой чистой поверхностью, и поэтому по возможности сохраняет сальниковую набивку. У небольших машин поршневый шток проходит только через переднюю цилиндрическую крышку, в остальных случаях для предупреждения прогибов он пропускается сквозь обе крышки, а у крупных

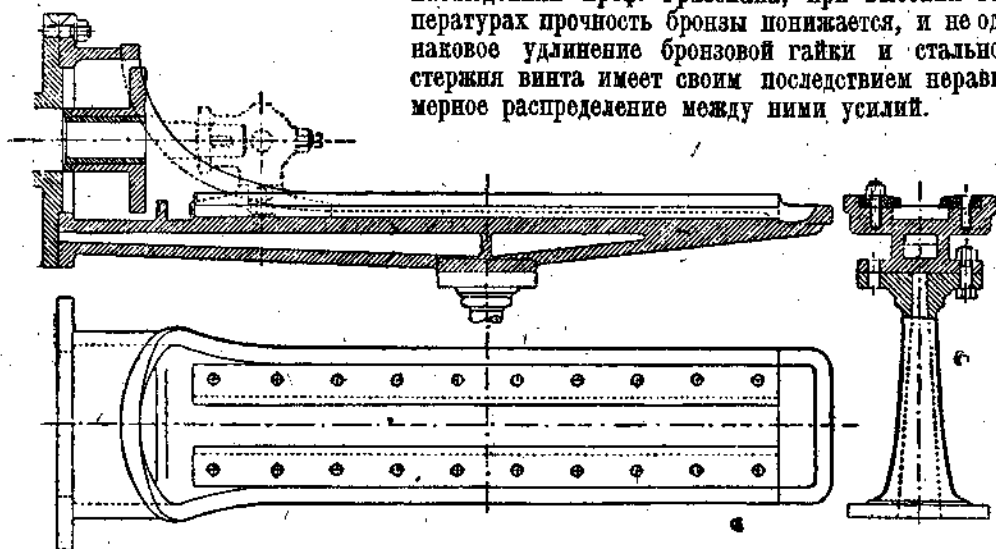
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1910, стр. 317.

²⁾ Для этой цели на теле поршня ставится стрелка с надписью «верх» (см. фиг. 371).

горизонтальных машин задний конец штока для поддержки снабжается еще добавочным врейцкопфом. Впрочем, и здесь прогибы устраняются только при достаточно толстом поршневом штоке. При слишком тонких штоках грунд-буksы в сальниках быстро истираются внизу, и тело поршня опускается на нижнюю стенку цилиндра, образуя здесь трение, не только обуславливающее собой довольно значительную потерю работы и износ, но и стремящееся произвести защемление поршня. Для разгрузки грунд-буksы и сальника многие заводы устраивают поршни в виде опорных поршней (см. выше), которые уже предварительно ложатся на нижнюю стенку цилиндра с известным небольшим давлением.

Закрепление поршня на штоке производится помощью конуса и гайки (фиг. 360, стр. 346). Конус должен быть чисто отшлифован, а гайка должна быть надлежащим образом предохранена от отвинчивания. Растягивающее натяжение в поперечном сечении стержня нарезаемого на токарном станке винта не должно превышать $300-400 \text{ кг/см}^2$, удельное давление на резьбу — 150 кг/см^2 , давление на единицу площади проекции конуса $500-600 \text{ кг/см}^2$.

Материалом для гайки, в видах предупреждения ржавления, прежде всегда служила бронза. В настоящее время, несмотря на опасность от ржавления, часто применяются железные гайки, преимущественно при перегретом паре, так как, по наблюдениям проф. Грассмана, при высоких температурах прочность бронзы понижается, и не одинаковое удлинение бронзовой гайки и стального стержня винта имеет своим последствием неравномерное распределение между ними усилий.



Фиг. 372.

Задняя направляющая врейцкопфов поршневых штоков обыкновенно устраивается по фиг. 372. Однорельсовая направляющая труба с плоской направляющей линией прикрепляется к задней крышке цилиндра и посередине поддерживается небольшой колонкой.

Расчет поршневых штоков и остальных частей передаточного механизма производится по наибольшему давлению пара P на поршень. Уравнивающее действие возвратно-движущихся частей относительно рабочего давления пара не принимается в расчет, так как при пуске в ход машины оно вследствие незначительного числа оборотов слишком мало ¹⁾. Наибольшее давление P на поршень вызывает в поршневом штоке растягивающие и сжимающие напряжения и продольный изгиб. У горизонтальных машин кроме того еще появляется изгибающее натяжение от веса поршня и штока.

¹ За исключением одноцилиндровых машин с очень высоким давлением впуска, где может потребоваться принятие в расчет действия масс, хотя частичное, для предупреждения слишком тяжелых тяг. В таких случаях при пускании в ход машины необходимо соблюдать большую осторожность.

Для вертикальных и небольших или средних горизонтальных машин с не слишком тяжелыми поршнями можно принять

$$P = \frac{\pi^2 EJ}{m \cdot l_s^3}$$

или, при $\pi^2 = 10$, $J = 0,05 \Delta^4$, $E = 2\,000\,000$, получается

$$P = 1\,000\,000 \frac{\Delta^4}{m \cdot l_s^3}, \quad (137)$$

где Δ — диаметр штока,

l_s — длина штока от середины поршня до середины крейцкопфа в см,

J — момент инерции круглого поперечного сечения штока,

m — степень надежности, здесь = 15 до 20 (22),

E — модуль упругости материала штока.

При опорных поршнях шток также может быть рассчитан по этому уравнению, причем в виду усиленного напряжения, обусловливаемого происходящим здесь эксцентрическим трением поршня и штока, значение m должно быть по возможности высоко.

Для крупных машин с тяжелыми поршнями, сквозными поршневыми штоками и задними направляющими диаметр поршневого штока, по Баху, должен быть рассчитан так, чтобы прогиб составлял не больше 1 до 1,5 мм. Этот прогиб определяется ур-нием:

$$y = \frac{L_s^3}{48JE} (G_k + \frac{5}{8} G_s), \quad (138)$$

где L_s — расстояние между серединами обоих крейцкопфов,

G_k — полагаемый действующим посредине штока вес поршня,

G_s — такой же вес штока.

Диаметр тела поршня в этом случае делается меньше диаметра цилиндра на утроненный допускаемый прогиб.

Пример. Если в цилиндре высокого давления горизонтальной tandem-машини $d = 0,3$, $D = 0,5$, $S = 0,55$ м, $n = 140$ (табл. 20) завода Шарер и Гросс в Нюрнберге на поршень действует наибольшее давление 7,4, а в цилиндре низкого давления 3 ат, то полное давление на поршень высокого давления составляет:

$$P' = 30^2 \frac{\pi}{4} 7,4 \cong 5230 \text{ кг},$$

а на поршень низкого давления:

$$P'' = (50^2 - 8^2) \frac{\pi}{4} \cdot 3 = 5740 \text{ кг}.$$

Расположенная между обоими поршнями часть поршневого штока подвергается растяжению силой P' ; подставив в ур-ние (137) $m = 22$, в виду устройства поршня в виде опорного поршня, при $l_s = 185$ см находим толщину

$$\Delta = \sqrt[4]{\frac{5230 \cdot 22 \cdot 185^3}{1000000}} = 8 \text{ см} = 80 \text{ мм}.$$

Передняя часть поршневого штока подвержена нагрузке от давления пара на оба поршня, т. е. давлению $P' + P'' = 10\,970 \cong 11\,000$ кг, а следовательно, при $l_s = 132,5$ см требуемая толщина передней части поршневого штока составляет

$$\Delta = \sqrt[4]{\frac{11000 \cdot 22 \cdot 132,5^3}{1000000}} \cong 8,1 \text{ см},$$

в выполненной машине диаграммы штока сделаны 80 и соответственно 83 мм.

§ 160. Сальники. Они служат для уплотнения движущихся вперед и назад поршневых, золотниковых или клапанных штоков при проходе их через стенки цилиндра. Главные составные части обыкновенного сальника составляют: набивка,

коробка и переставляемая помощью болтов нажимная втулка (или крышка сальника). Набивка бывает мягкая и металлическая. Впрочем, применяются также без набивочные сальники.

1. *Сальники с мягкой набивкой.* В виде мягкой набивки прежде служили растительные волокна пеньки и хлопчатой бумаги, а в настоящее время — главным образом, минеральные волокна асбеста. Пенька и хлопчатая бумага употребляются только для небольших давлений и температур; для высоких же давлений (выше 8 ат) и перегретого пара в качестве мягкой набивки допускается только асбест. Мягкие набивки обыкновенно применяются в виде шнуров прямоугольного круглого или трехугольного сечения, которые предварительно должны быть хорошо пропитаны салом, графитом, маслом или жиром для сохранения ими мягкости и гибкости. Связное пропитывание особенно важно при перегретом паре, для которого поэтому в виде мягкой набивки лучше всего употреблять только асбестовые шнуры, оплетенные вокруг сердечника из графита или талька. Сердечник, однако, не должен заменять смазки при работе. С другой стороны, при высоком давлении применяются также асбестовые шнуры, со вплетенными в них для прочности латунными проволоками.

Преимущества мягких набивок состоят в их мягкости и эластичности. Поэтому они уплотняют также не вполне круглые штоки, а также и штоки с не вполне гладкими поверхностями, и уступают движениям штока перпендикулярно его направляющей, хотя с усиленным трением и износом. Дешевой цене мягкой набивки противостоит сравнительно незначительная ее долговечность, которая, конечно, в значительной степени зависит от ухода, свойств штока и его направляющих. Недостаток мягких набивок состоит еще в том, что они постоянно должны осматриваться и подтягиваться машинистом (преимущественно сначала), причем слишком сильная подтяжка вызывает усиленное трение и потери работы.

Ширина b и высота h набивочного пространства при мягких набивках могут быть определены по данным следующей таблицы:

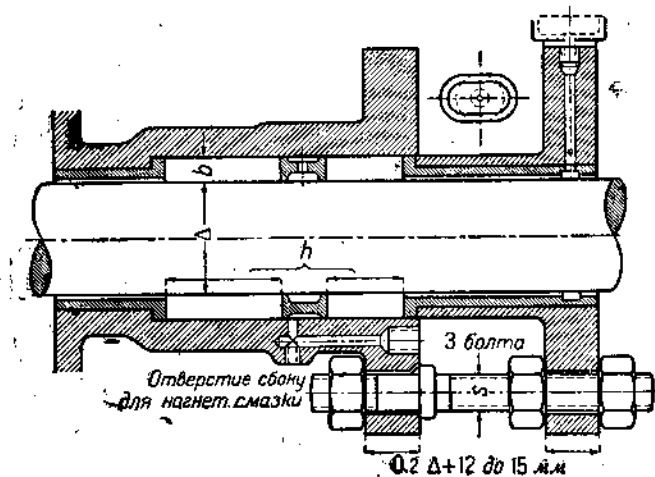
диаметр штока	$\Delta = 20$ до 50	60 до 120	130 до 150 мм
набивочное пространство	$\left\{ \begin{array}{l} b = 0,2 \Delta + 0,5 \text{ до } 0,75 \\ h = \Delta + 2b \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0,2 \Delta + 0,2 \text{ до } 0,5 \\ \Delta + 2b \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0,2 \Delta \text{ до } 0,2 \Delta + 0,2 \text{ см} \\ \Delta + 2b \end{array} \right.$

Коробка сальника с одной стороны снабжена фланцем для закрепления нажимных втулочных болтов, а со стороны цилиндра в качестве запирающей части от цилиндра она снабжена так называемой грунд-буksой. Фланец большей частью имеет круглую форму и только при двух болтах имеет овальную форму. Бронзовая грунд-буksа при горизонтальных машинах, где она должна служить и направляющей для штока, делается длиннее и толще, нежели при вертикальных машинах. При перегретом паре грунд-буksа делается особенно длинной для того, чтобы набивка была по возможности удалена от пара. Обращенная к набивке сторона буksы имеет плоскую скошенную форму. Последние два очертания производят лучшее прижимание набивки к штоку.

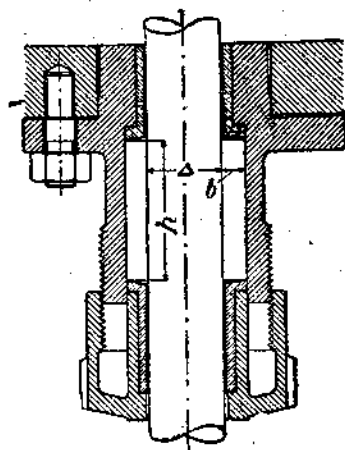
Набивочная втулка изнутри снабжена бронзовым вкладышем, обращенная к набивке сторона которого имеет такое же очертание, как и грунд-буksа. Фланец втулки также имеет ту же форму, как и фланец коробки. Длина цилиндрической части набивочной втулки должна быть соразмерена таким образом, чтобы набивка могла быть сжата в коробке приблизительно до половины ее высоты. Наружный диаметр цилиндрической части набивочной втулки должен быть на 1 до 3 мм меньше внутреннего диаметра набивочной коробки для предупреждения вредного действия небольшого перекашивания набивочной втулки ее болтами.

Втулочные болты при подтягивании должны равномерно подвигать набивочную втулку, по возможности предохраняя ее от перекашивания относительно оси штока. Поэтому втулки с двумя болтами делаются только при небольших и менее важных сальниках; в остальных же случаях сальник снабжается 3 болтами ¹⁾, так как

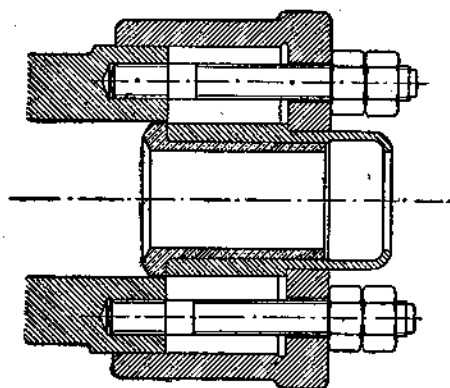
¹⁾ За исключением только сальников с особым приспособлением для подтягивания втулки, где обыкновенно ставятся 2 болта.



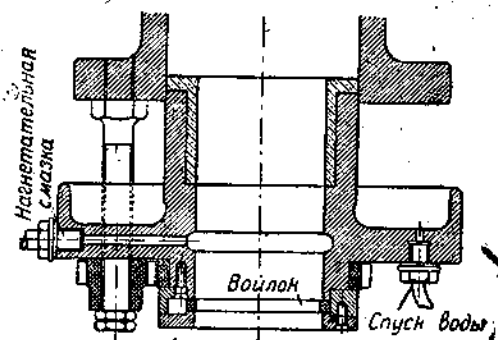
Фиг. 373.



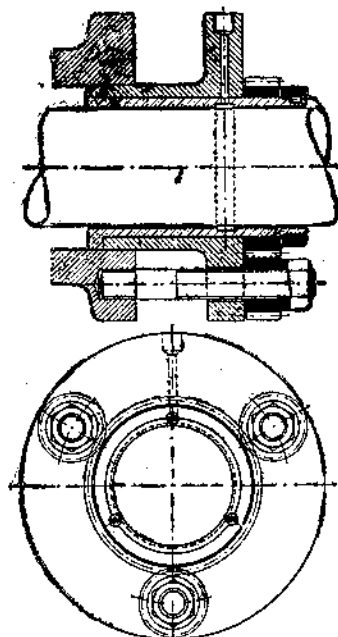
Фиг. 374.



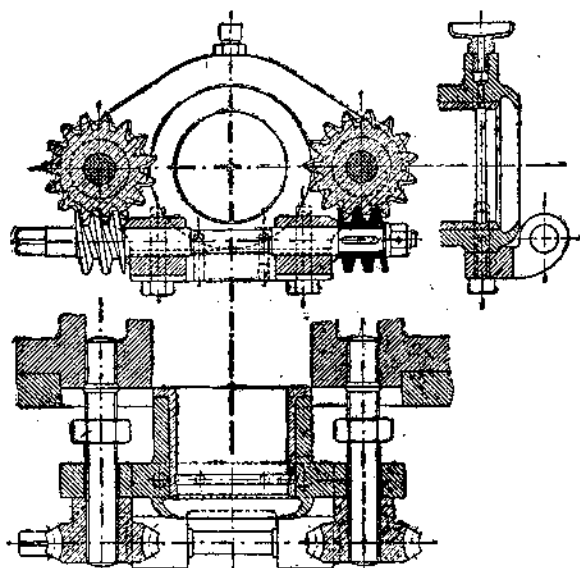
Фиг. 375.



Фиг. 376.



Фиг. 377. Натяжное приспособление зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.



Фиг. 378. Натяжное приспособление зав. Пауки в Ландсберге.

только это число уже дает вполне надежное положение втулочного фланца. Втулочные болты снабжаются гайками с обеих сторон втулочного фланца, чтобы положение втулки определялось ими, а не набивкой. Кроме того при помощи задней гайки втулка легче может быть вытянута из коробки. Часто высота гаек втулочных болтов делается больше нормальной высоты гаек в виду частого их отвинчивания.

Для правильного и надежного направления набивочной втулки в настоящее время часто употребляются особые натяжные приспособления. Проще всего надежное направление достигается устройством набивочной втулки по фиг. 374 в виде гайки, навинчиваемой на нарезанную снаружи коробку ¹⁾. На фиг. 375 и 378 изображены два других приспособления, из которых последнее довольно дорого. Чаще всего в настоящее время три втулочных болта, снабженных закрепленными на них шестеренками, связываются между собой при помощи общего свободно сидящего на втулке зубчатого обода. На фиг. 377 показано это приспособление для горизонтального, а на фиг. 376 — для отвесного сальника.

Толщина втулочных болтов определяется по следующей таблице:

диаметр штока	20	30 до 40	50 до 60	70 до 90	100 до 110	120 до 130	140 до 150 мм
наружн. диаметр болтов $s =$	$\begin{cases} 1\frac{1}{2} \\ 13 \end{cases}$	$\begin{cases} 5\frac{5}{8} \\ 16 \end{cases}$	$\begin{cases} 3\frac{3}{4} \\ 20 \end{cases}$	$\begin{cases} 2\frac{7}{8} \\ 23 \end{cases}$	$\begin{cases} 1 \\ 26 \end{cases}$	$\begin{cases} 1\frac{1}{8} \\ 29 \end{cases}$	$\begin{cases} 1\frac{1}{4} \text{ дюйм.} \\ 32 \text{ мм} \end{cases}$

Смазывание сальников производится или при помощи капельных масленок, или же путем нагнетательной смазки. Последняя рекомендуется для высокого давления и перегретого пара. При этой смазке нагнетательная труба масляного насоса при помощи конически-винтового соединения примыкает к фланцу коробки или втулки (фиг. 373 и 376). На фиг. 373 смазочный материал проводится к кольцу в набивке, а на фиг. 376 — к кольцевому углублению внутри втулки. От капельных масленок, закрепляемых в соответствующих местах станины, масло направляется в сосуд на втулочном фланце, откуда оно протекает в углубление внутри втулки. У вертикальных сальников под втулочным фланцем должно быть расположено войлочное кольцо, удерживающее масло в углублении до его равномерного распределения и защищающее сальник от пыли и грязи.

2. Сальники с металлической набивкой. Рядом с мягкими набивками в настоящее время металлические набивки находят себе постепенно возрастающее применение. Преимущества металлических набивок состоят в том, что они лучше сохраняют поверхность штока, вызывают меньше потерь работы от трения и обладают большей долговечностью, т. е. бывают дешевле в эксплуатации, несмотря на более высокую их цену. Во всяком случае металлические набивки для достижения ими лучших результатов требуют гладких и точно цилиндрически отделанных поверхностей штоков и коробок, а этим требованием в свою очередь достигается возможность уменьшения потерь на трение. Недостаток всех металлических набивок состоит в их жесткости и недостаточной эластичности их колец. Затем они требуют тщательного и умелого ухода и сборки, хотя менее частого и более слабого подтягивания, нежели мягкие набивки.

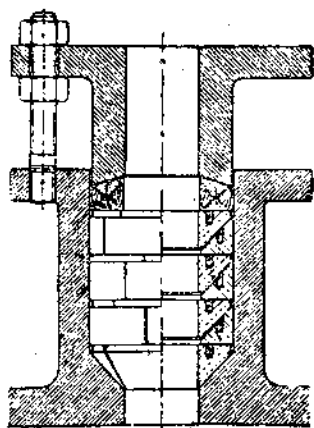
Различного устройства металлические набивки могут быть разделены на две главные группы, а именно: набивки с осевым сжатием и набивки с радиальным сжатием. Первая группа находит себе более широкое применение. К этой группе принадлежат:

а. Набивка Говальдта завода Говальдта в Киле (фиг. 379). Набивочные кольца имеют трехугольное сечение и изготовлены из двух частей. Внутренние кольца состоят из сплава белого металла с большим содержанием свинца, а наружные кольца для большей их прочности изготовлены из латуни или из чугуна. Для перегретого пара внутренние кольца изготавливаются из особого сплава. Стыки в отдельных кольцах должны быть взаимно смещены. Небольшие снабженные резьбой отверстия в каждом кольце служат для вставления и вынимания кольца. Число двойных колец в коробке составляет от 4 до 6. Над самым верхним кольцом располагается небольшая

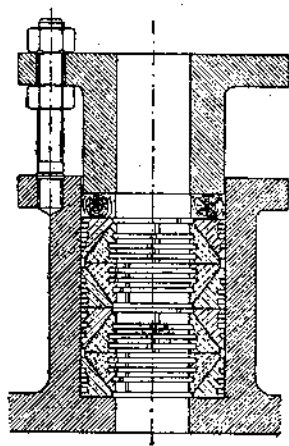
¹⁾ Конструкция эта пригодна только для штоков небольшого диаметра, например золотниковых.

мягкая набивка (часто из липового дерева), равномерно распределяющая давление втулки на кольца, а также предохраняющая шток от пыли и грязи и допускающая свободное удлинение набивки от теплоты. При натяжении болтов и нажатии втулки, внутренние кольца прижимаются к штоку, а наружные — к стенкам коробки.

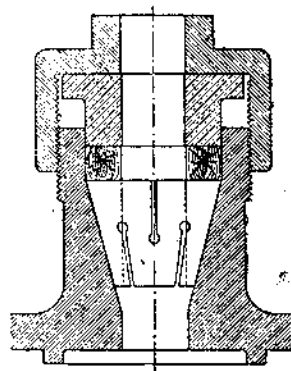
б. Набивка Гминдера (фиг. 380). Кольца имеют такой же вид, как и в предыдущей набивке, но внутри и снаружи они снабжены небольшими выточенными желобками прямоугольного сечения. Желобки образуют род лабиринтной набивки (см. стр. 359) и служат для отложения проникающих в сальник нечистот, кроме того при происшедшем износе эти кольца легче опять прилегают к штоку, нежели в набивке Говальдта.



Фиг. 379.



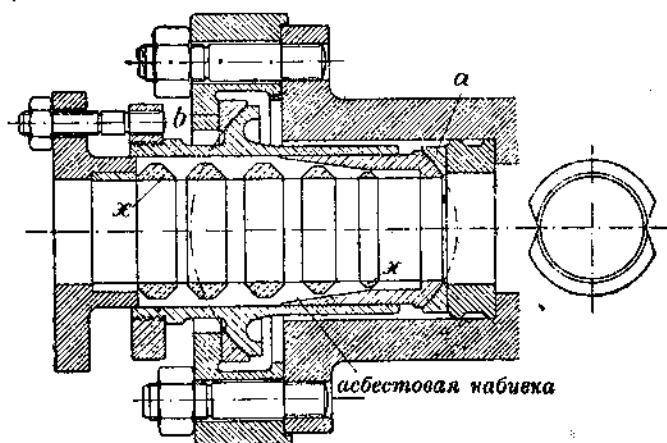
Фиг. 380.



Фиг. 381.

с. Набивка Кордса (фиг. 381). В виду затруднительности закладки многих отдельных частей обеих предыдущих набивок фирма Т. Кордтс и К° в Гамбурге устраивает набивку из одного конического из белого металла с продольными вырезами кольца, закладываемого в соответственно высверленную набивочную коробку сальника. Но эта набивка обыкновенно находит себе применение только при небольших диаметрах штока.

Недостаток всех вышеописанных металлических набивок состоит в упомянутой недостаточной их податливости в направлении, перпендикулярном к штоку. Этот недостаток особенно резко обнаруживается при слишком тонких штоках. Для устранения этого недостатка были построены подвижные в поперечном направлении сальники с металлической набивкой, из коих один пример показан на фиг. 382. Но слишком высокая стоимость сальников этих конструкций в большинстве случаев оправдывает их применение только у существующих машин с слишком тонкими и сильно прогнутыми поршневыми штоками.



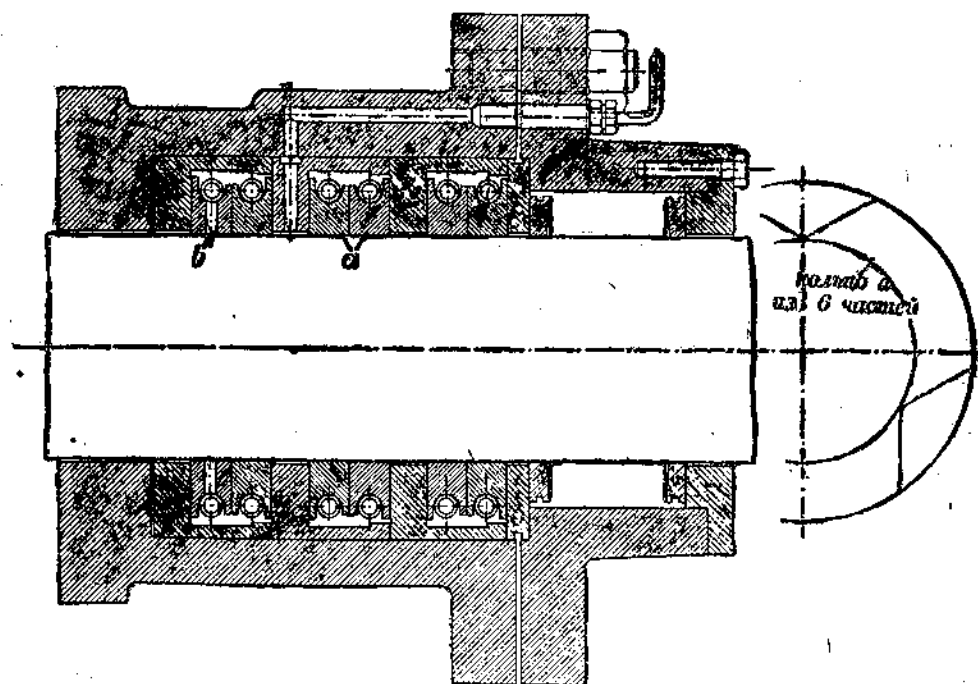
Фиг. 382.

д. Сальник Макбет завода Циглера в Берлине (фиг. 382) снабжен набивкой из нескольких колец *x* из белого металла, нажимаемых помощью мягкой набивки. Набивочная коробка и ее дно для достижения поперечной подвижности пришлифованы двумя шаровыми поверхностями к кольцам *a* и *b*, на которых они

могут устанавливаться соответственно прогибам штока. Кольца *a* и *b* в свою очередь могут перемещаться по неподвижным поверхностям скольжения основного кольца и крышки коробки.

В металлических набивках другой группы для уничтожения жесткости колец применяются более податливые вещества, как, например, металлическая бумага, заполненные графитом свинцовые трубки, шнуры из металлической проволоки и т. д. Эти вещества не только допускают известное поперечное перемещение штока, но также дешевле и менее чувствительны при обслуживании, нежели вышеописанные кольца; зато, с другой стороны, они менее прочны.

При металлических набивках с радиальным нажатием металлические кольца радиально прижимаются к штоку при помощи отдельных пружин. Преимущество подобных колец состоит в том, что наибольшее их нажатие совершенно независимо от надавливания набивочной втулки, т. е. от рук машиниста,



Фиг. 383.

легко могущего ошибиться в этом отношении, и что наибольшее их сжатие, поскольку оно не изменяется температурой пара, может быть предварительно определено и установлено. Из набивок этого типа наиболее известна набивка Швабе (техническое бюро Прэлла в Дрездене, фиг. 383). Чугунные набивочные кольца *a*, которых в каждой камере уложена одна пара, разрезаны на 6 частей и обвиты спиральной пружиной. Для помещения этой пружины каждое кольцо снаружи снабжено выточенным в нем полукруглым желобком. Ближайшее к пару кольцо снабжено разгрузочными каналами *b*, без которых в набивке происходил бы сильный шум. У другого конца уложен смазочный жгут (или плетенка), служащий для всестороннего равномерного просаливания штока. При помощи камер, плоскости взаимного соприкосновения которых тщательно пришлифованы для достижения полного уплотнения, в сущности здесь устроены три отдельных последовательных сальника. Опыты, при которых индикатор последовательно соединялся с отдельными камерами, давали диаграммы, указывавшие на образование полного закрытия пара уже в первой камере. Для смазывания обыкновенно оказывается достаточной каплевая маслянка; только при очень высоком давлении и сильном перегреве применяется вагнетательное смазывание (фиг. 383).

в цилиндре. В этом случае кольца прилегают к стенкам камеры противоположными своими сторонами, т. е. кольцо a_1 прилегает к стенке b_1 , и пар из камеры устремляется обратно в цилиндр, пока не произойдет уравнение давления. Путем подобного течения пара в ту и другую стороны уплотнение еще повышается.

§ 161. Крейцкопфы. Пример. Крейцкопфы соединяют поршневые штоки с шатунами и передают развиваемое последними при наклонном их положении нормальное давление направляющим линейкам. Обыкновенные крейцкопфы состоят из пальца (или цапфы) крейцкопфа, тела крейцкопфа и ползунов (башмаков).

1. *Цапфа крейцкопфа.* Она большей частью отковывается из стали. Диаметр цапфы d_2 и длина ее l_2 должны быть соразмерены таким образом, чтобы удельное давление k не превышало того значения, при котором смазка не может постоянно оставаться между цапфой и подшипниковыми вкладышами. Сообразно с этим при наибольшем давлении потока или соответственно пару P диаметр цапфы должен удовлетворять ур-нию

$$P = d_2 \cdot l_2 \cdot k = x \cdot k \cdot d_2^2,$$

откуда

$$d_2 = \frac{P}{k \cdot l_2} = \sqrt{\frac{P}{x \cdot k}}, \quad (139)$$

где

$$k \leq 80 \text{ кг/см}^2 \text{ и } x = \frac{l_2}{d_2}.$$

Для цапфы, подшипник которой расположен в головке шатуна, значение l_2 делается равным толщине шатуна в этом месте, а для цапфы с подшипниками в крейцкопфе делают $x = 1,2$ до $1,8$.

Затем необходимо проверить, остается ли наибольшее напряжение σ , из ур-ния

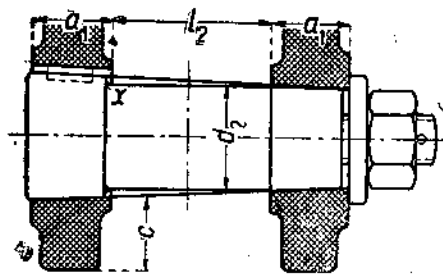
$$\frac{P}{2} \cdot \left(\frac{a_2 + l_2}{2} - \frac{l_2}{4} \right) = 0,1 d_2^3 \sigma,$$

отнесенное к фиг. 385, ниже допускаемого $k_b = 500 \text{ кг/см}^2$. Длина ушек для закрепления цапф делается $a_1 = 0,45 l_2$ до $0,55 l_2$.

Пример см. стр. 365.

К обоим ушкам тела крейцкопфа цапфа в большинстве случаев пригоняется концами в виде усеченных конусов. Поверхности обоих концов принадлежат или одной конической поверхности (фиг. 385), или двум различным коническим поверхностям (фиг. 386). Первый способ облегчает пригонку, так как цилиндрическая часть здесь не может быть пройдена резцом с одною установкою, как и концы, а второй устраняет слишком большие уступы на цапфе и допускает более быструю обработку. Уклон конуса выбирается при общей конической поверхности 1:12 до 1:5, а при различных конических поверхностях 1:6 до 1:10.

Наиболее употребительный способ укрепления цапфы состоит в закреплении винтом и гайкой с подкладной шайбой (фиг. 385) или же помощью контр-шайб и винтов



Фиг. 385.

(фиг. 386), причем вращение цапфы предупреждается помощью задвигаемой шпонки или четырехгранного конца. В редких случаях для закрепления цапфы применяется изображенная на фиг. 387 слева коническая разрезная втулка. Некоторые заводы, наоборот, применяют отдельное закрепление обоих концов цапфы (фиг. 387) с целью предупреждения прогиба боковых стенок; с более толстой стороны цапфа нажимается гайкой, а с более тонкой стороны она натягивается. При каждом закреплении гайки или винты должны быть надежно предохранены от развинчивания. Для вынимания крейцкопфной цапфы при станине с глухой стенкой в последней должно быть сделано отверстие. На фиг. 389 винт p с его шайбой служит для вытягивания цапфы.



Разрезана

2. Тело крѣйцкопфа. С
стороны, обращенной к шатуну, тел
крѣйцкопфа имеет или вилеоб
разную, или плоскую форму
В первом случае (фиг. 388) крѣйц
копфная цапфа закреплена в тел
крѣйцкопфа, а подшипники цапфы
находятся в головке шатуна. В
втором случае (фиг. 389 и 390)
наоборот, цапфа закрепляется в виле

Вилкообразные прецкопфы отливаются из стали, а плоские выковываются из мягкой стали или железа. В первых из них длина проушины для цапфы делается по стр. 360, а толщина проушины (фиг. 385) делается $s = 0,4d_2 + 1,5$ см. Поперечные сечения 2—2' и 3—3' кованого прецкопфа (фиг. 389) должны удовлетворять приведенным на стр. 360 ур-ниям. О подшипниках плоских прецкопфов см. ниже, стр. 370.

361

чивания достигается помощью контр-гайки (фиг. 392), или же помощью разрезанной ступицы крейцкопфа (фиг. 393).

При соединении чекой соединительное натяжение рассчитывается на силу в $\frac{5}{4} P$. В конце штока получаемое из условия

$$\frac{5}{4} P = f \cdot k \quad (140)$$

удельное давление между штоком и крейцкопфом должно составлять: для литых стальных крейцкопфов

$$k = 750 \text{ до } 1250 \text{ кг/см}^2,$$

а для откованных из стали крейцкопфов

$$k = 1000 \text{ до } 1500 \text{ кг/см}^2.$$

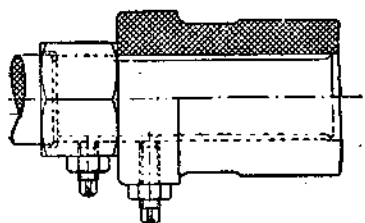
(При расчете принимается способ нагрузки I до II, так как внутри соединения не происходит перемены давления.) Величина f при конических концах штока равна проекции конуса, а при цилиндрических концах — плоскости прилегания штока к крейцкопфу. Уклон конического конца штока, приведенный к диаметру, составляет $\frac{1}{15}$ до $\frac{1}{20}$.

Затем растягивающее напряжение с ослабленным чековым отверстием наименьшем поперечном сечении штока, получаемое из ур-ния

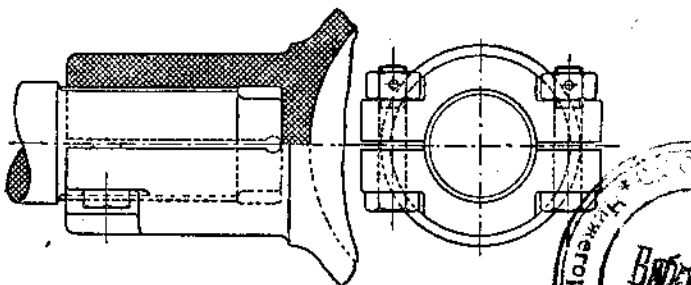
$$\frac{5}{4} P = \left(\Delta_m^2 \frac{\pi}{4} - \Delta b \right) k_s, \quad (141)$$

где Δ_m — диаметр штока у начала чекового отверстия, b — толщина чеки (фиг. 392) в виду неравномерного распределения напряжения в этом поперечном сечении (способ нагрузки II), должно быть

$$k_s \leq 600 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 392.



Фиг. 393.

Толщина чеки, согласно ур-нию

$$\frac{5}{4} P = b \cdot \Delta_m \cdot k, \quad (142)$$

должна быть соразмерена таким образом, чтобы давление между ней и шатуном было не выше

$$k = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Средняя высота чеки h (фиг. 391) получается по сопротивлению изгибу из ур-ния

$$\frac{5}{4} \cdot \frac{P}{2} \left(\frac{l_m}{2} - \frac{\Delta_m}{4} \right) = \frac{b \cdot h^3}{6} \cdot k_b, \quad (143)$$

где

$$k_b = 1000 \text{ до } 1200 \text{ кг/см}^2$$

(способ нагрузки II).

Ступица литых стальных кресткопфов в месте прилегания чеки ко втулке должна иметь диаметр $\frac{10}{9} \cdot 2\Delta_m \cong 2,2\Delta_m$, чтобы давление между ступицей и чекой не превышало 900 кг/см^2 . В наиболее слабом месте оказывается достаточным наружный диаметр ступицы (фиг. 391) в $1,85\Delta_m$. Для кованных кресткопфов диаметры могут быть сделаны соответственно $2\Delta_m$ и $1,65\Delta_m$.

Высоты h_1 и h_2 на фиг. 391 путем вычисления даже приблизительно не могут быть определены; обыкновенно делают

$$h_1 = h_2 = 0,65 \text{ до } 0,75h,$$

а при пластичном материале

$$h_1 = h_2 = 0,4 \text{ до } 0,5h.$$

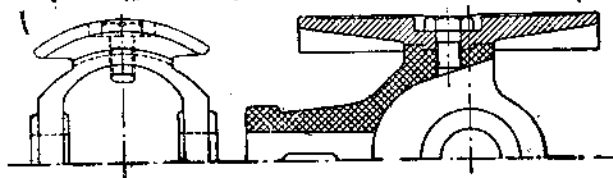
При соединении поршневых штоков с кресткопфами помощью винтовой резьбы в стержне винта допускают растягивающее напряжение от 300 до 400 кг/см^2 .

3. *Ползуны (бабшмаки) кресткопфа.* Материалом для ползунков служит чугун. Некоторые заводы заливают рабочие поверхности салазок бабитом (фиг. 388). Для возможного ограничения изнашивания салазок между ними и направляющими допускают небольшое только удельное давление и делают проекцию поверхности f_s , отнесенную к наибольшему значению нормального давления $N_{\max} = P \cdot \lambda = P \frac{R}{L}$ (стр. 93).

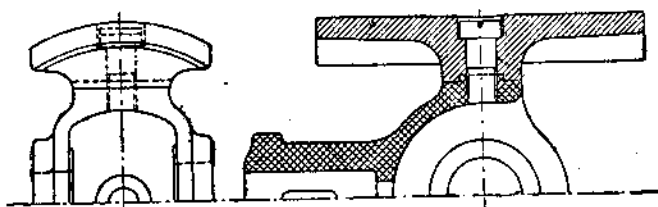
$$f_s = \frac{N_{\max}}{k} = \frac{P \cdot \lambda}{k}, \quad (144)$$

где $k = 1,5$ до $2,5 \text{ кг/см}^2$.

Ползуны насаживаются на тело кресткопфа большей частью круглыми шипами (диаметром $0,75 d_2$). Эти шипы закреплены или в теле кресткопфа (фиг. 390), или в ползунах (фиг. 388). Последнее устройство удобнее в том отношении, что гнезда



Фиг. 394. Кресткопф Дингхерского машиностр. зав. в Цвейбрюкене.



Фиг. 395. Кресткопф зав. Свидаерского в Лейпциге.

для цапф в теле кресткопфа могут быть отделаны без его перестановки, и ось его путем обработки более точно располагается перпендикулярно поршневому штоку. Для возможности обточки ползунков они при круглых цапфах в течение обточки должны быть каким-нибудь образом связаны с телом, так как в противном случае они при обточке дрожат и получают неточную отделку. Устройство ползунков по фиг. 394 и 395 в этом отношении лучше. Соединение по фиг. 395 при этом допускает обточку опорных поверхностей ползунков и тела кресткопфа, а также и рас-

сверливание отверстия ступицы для поршневого штока без перестановки тела кресткопфа, а также и рас-

сверливание отверстия ступицы для поршневого штока без перестановки тела кресткопфа, а также и регулирование ползунков усмотрению машиниста, который в этом отношении может допускать большие погрешности, вызывая небрежным регулированием ползунков бесполезное трение и потерю работы. Если кресткопфы при вышеуказанном удельном давлении ползунков плотно прилажены и принаблены к направляющим, то они работают многие годы без заметного износа, и последний легко может быть уничтожен путем подкладывания тонкой жести или бумажных полосок между телом кресткопфа и ползунами.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, стр. 491.

Для смазывания ползунов рабочие их поверхности снабжаются крестообразными желобками (фиг. 388). Масло притекает в опорный ползун (нижний при горизонтальной машине с правым вращением) через отверстие k , в которое оно вгоняется концом ползуна, поступающим в маслоуловитель линеек, и привинченным к нему кольцом y .

Продолжение примера, приведенного на стр. 353. Наибольшее давление на цапфу крейцкофа tandem-машины составляет $P=11000$ кг. По ур-нию (139), стр. 360, для $k=80$ кг/см² и для отношения $x=l_2:d_2=1,5$ требуется диаметр цапфы

$$d_2 = \sqrt{\frac{11000}{1,5 \cdot 80}} \cong 9,6 \text{ см}$$

и длина

$$l_2 = 1,5 \cdot 9,6 = 14,4 \text{ см.}$$

В действительно выполненной машине (фиг. 388, стр. 361) сделаны $d_2 = 95$ мм и $l_2 = 144$ мм.

При толщине очка или проушины $a_1 = 6,5$ см изгибающее напряжение крейцкофной цапфы, согласно стр. 360, составляет только

$$\sigma_b = \frac{11000}{2} \left(\frac{8,5 + 14,4}{2} - \frac{14,4}{4} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 9,5^3} \cong 440 \text{ кг/см}^2.$$

Для ползуна крейцкофа, по ур-нию (144), при $k \leq 2,5$ кг/см² требуется плоскость проекции

$$f_r \cong \frac{11000}{5 \cdot 2,5} = 880 \text{ см}^2.$$

Ползуны сделаны шириной 240 мм и длиной 380 мм, т. е. имеют площадь

$$24 \cdot 38 = 912 \text{ см}^2.$$

Поршневой шток по фиг. 388 пригнан к ступице крейцкофа помощью короткого конического уступа и длинного цилиндрического конца. Допуская для конуса давление на единицу площади проекции в 800 кг/см², находим диаметр цилиндрической части Δ_m , согласно ур-нию 140, стр. 363:

$$f = (\Delta^2 - \Delta_m^2) \frac{\pi}{4} = \frac{11000 \cdot 5}{800 \cdot 4},$$

при $\Delta = 8,3$ см:

$$\Delta_m = 6,8 \text{ см} = 68 \text{ мм.}$$

Отсюда, из ур-ния (142), стр. 363, получается толщина чеки

$$b \cong 1,25 \frac{11000}{6,8 \cdot 1000} \cong 2 \text{ см} = 20 \text{ мм.}$$

Растягивающее напряжение в наименьшем поперечном сечении цилиндрического конца штока по уравнению (141), стр. 363, составляет:

$$k_2 = \frac{\frac{5}{4} \cdot 11000}{\left(6,8^2 \frac{\pi}{4} - 6,8 \cdot 2 \right)} = 607 \text{ кг/см}^2.$$

Для $l_m = 6,8 + 4 = 10,8$ см и при $k_b = 1200$ кг/см² получается средняя высота чеки

$$h = \sqrt{\frac{5}{4} \cdot \frac{11000}{2} \left(\frac{10,8}{2} - \frac{6,8}{4} \right) \cdot \frac{6}{2 \cdot 1200}} \cong 8 \text{ см} = 80 \text{ мм.}$$

В выполненной машине $h = 78$ мм и при длине чеки в 170 мм наименьшая ее высота составляет 76, а наибольшая 80 мм.

§ 162. Шатуны. Они соединяют цапфу крейцкофа с цапфой кривошипа, и каждый из них состоит из двух главных частей: тела или стержня шатуна и головок его.

1. *Стержень (тело) шатуна.* Шатуны отбываются из железа или мягкой стали. Стержень, в видах более дешевой его обработки, большей частью имеет кругловое поперечное сечение, и редко — прямоугольное. Действующее на шатун продольное усилие вызывает в нем растягивающие, сжимающие и продольно-изгибающие напряжения, между тем как собственный его вес и инерция отдельных частей машины вызывают в нем изгибающие натяжения. При расчете шатуна обыкновенно для простоты принимаются во внимание только продольный изгиб полным рабочим давлением пара, и для удовлетворения другим напряжениям выбирают известную степень надежности. Таким образом, если означают:

$L = 5R$ — длину шатуна между центрами его головок в см,
 J — наименьший экваториальный момент инерции среднего сечения стержня,
 m — степень надежности,
 E — модуль упругости,

то получается:

$$P = \frac{\pi^2}{m} \cdot \frac{J \cdot E}{L^2}. \quad (145)$$

Для m надежные значения до сих пор еще не найдены. Вообще значение m при медленно качающихся шатунах берется большее, нежели для быстро качающихся, так как при последних растяжение и сжатие так быстро следуют одно за другим, что деформации являются почти невозможными. По Баху, из предыдущего ур-ния при $\pi^2 \cong 10$ и $E = 2\,000\,000$ кг/см² получается:

а. Для шатунов малой и средней скорости для круглого поперечного сечения диаметром d_m см ($J \cong 0,05 d_m^4$), при $m = 25$:

$$P = 40\,000 \frac{d_m^4}{L^2}. \quad (146)$$

Для прямоугольного поперечного сечения шириной b и высотой $h_m = 1,8b$ см ($J = \frac{h_m \cdot b^3}{12}$), при $m = 15$,

$$P = 200\,000 \frac{b^4}{L^2}. \quad (147)$$

б. Для шатунов большой скорости при прямоугольном поперечном сечении высотой $h_m = 2b$ см, при $m = \frac{20}{3}$ до $\frac{10}{3}$:

$$P = 500\,000 \frac{b^4}{L^2} \text{ до } 1\,000\,000 \frac{b^4}{L^2}. \quad (148)$$

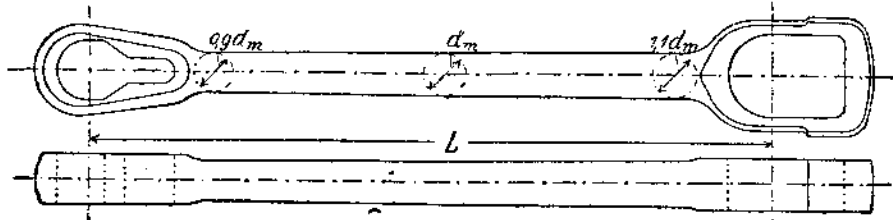
Пример для расчета см. стр. 372.

В прежнее время диаметр круглого сечения стержня шатуна постепенно уменьшался от середины его длины к обращенному к крейцкопфу концу до $0,7d_m$, а к концу, обращенному к кривошипу, до $0,8d_m$. В настоящее время более предпочитают изображенную на фиг. 396 и 397 форму, где стержень у кривошипного конца имеет диаметр $1,1 d_m$, а у крейцкопфного — $0,9d_m$, постепенно переходя от одного диаметра к другому. Точно такую же форму имеют стержни шатунов прямоугольного сечения, причем кривошипный конец имеет высоту $1,2h_m$, а крейцкопфный $0,8h_m$ (фиг. 398); ширина b остается постоянной. Шатуны, поперечному сечению которых с целью возможного уменьшения веса путем выфрезования с боков придана двухтавровая форма, при неподвижных машинах находят себе весьма редкое применение.

2. *Головки шатунов.* На фиг. 399 до 402 изображены употребительные формы этих головок. Из закрытых головок изображенная на фиг. 399 применяется только у крейцкопфа в тех случаях, когда установочное приспособление расположено параллельно оси цапфы (фиг. 405, стр. 370). Закрытая головка, изображенная на фиг. 400, применяется как у крейцкопфа (фиг. 407, стр. 371), так и у цапфы кривошипа (фиг. 406, стр. 370), при положении установочного приспособления перпен-

¹⁾ При срезанном круглом поперечном сечении (фиг. 397) срез необходимо брать в расчет путем выбора соответственного большего диаметра.

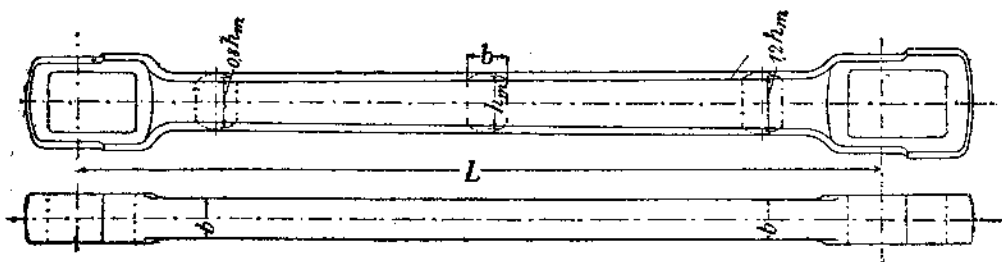
дикулярно оси цапфы. Изображенная на фиг. 401, известная под названием паровой ходной головки, форма находит применение не только для цапф коленчатых валов, где открытая форма головки является безусловно необходимой, но также и для цапф концевых кривошипов. Наконец, вилкообразная головка по фиг. 402 служит для закрепления цапфы крейцкопфа при расположении ее подшипников.



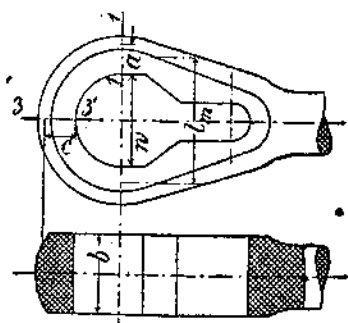
Фиг. 396.



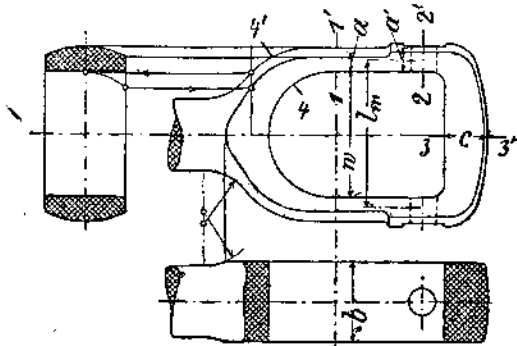
Фиг. 397.



Фиг. 398.



Фиг. 399.



Фиг. 400.

в крейцкопфе. Во всех головках ограничивающим поверхностям, кроме передней и задней лобовых плоскостей, стремятся по возможности придавать форму поверхностей тел вращения для возможности их обтачивания на токарном станке. Обработка таких поверхностей обходится дешевле, нежели плоскостей, обрабатываемых на долбежном станке. По той же причине, путем соответствующих инструкций, стремятся заменять в местах соприкосновения головки, установочного приспособления и вилдышей долбежную работу высверливанием или фрезованием. Внезапные изменения сечений и

форм у головок должны быть по возможности избегнуты. На фиг. 400 изображено построение контурной кривой головки у перехода ее в круглый стержень.

Так как щеки скобы на фиг. 399 и 400 в виду плотного их прилегания участвуют в поглощении изгибающего момента, то толщина c скобы обыкновенным путем может быть рассчитана только приближительно. В предположении свободного прилегания скобы по середине щеки и равномерного распределения силы P по проекции подшипникового вкладыша можно принять:

$$\frac{P}{2} \left(\frac{l_m}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{b \cdot c^2}{6} \cdot k_b, \quad (149')$$

где $k_b = 600$ до 800 кг/см^2 для железа, и $k_b = 800$ до 1000 кг/см^2 для стали, причем высшие значения допускаются только для материалов высших качеств. Некоторые рассчитывают по уравнению:

$$\frac{P}{2} \left(\frac{w}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{b \cdot c^2}{6} \cdot k_b, \quad (149'')$$

где $k_b = 500$ до 650 и соответственно 700 до 850 кг/см^2 . Щекам в местах прилегания их к скобе придают среднюю толщину (a в поперечном сечении $1-1'$, фиг. 399, и a' в поперечном сечении $2-2'$ на фиг. 400) в $0,6c$. В поперечном сечении $1-1'$ (фиг. 400) толщина a , в виду отсутствия большой дыры, может быть сделана меньше a' . В поперечном сечении $4-4'$ необходимо обратить особое внимание на достаточную толщину.

Для паровой головки по фиг. 401 толщина s получается из ур-ния (149) при расстоянии между болтами l_m . Диаметр s' стержня последних определяется по формуле

$$s'^2 \frac{\pi}{4} = \frac{P}{2k_s}, \quad (150)$$

где $k_s \leq 300 \text{ кг/см}^2$ для мелкозернистого железа, и $k_s \leq 500 \text{ кг/см}^2$ для вязкой тигельной стали.

Болты по фиг. 408, стр. 371, на неразрезанной их части также должны быть обточены до диаметра стержня или же до резьбы должны быть просверлены настолько, чтобы поперечное их сечение было одинаково с поперечным сечением нарезанной части. При этом вследствие большой длины части болта с наименьшим поперечным сечением достигается увеличение упругости, и болты получают большую безопасность от ударов и напряжений, могущих в них произойти при слишком сильном подтягивании гаек и вследствие теплового удлинения подшипниковых вкладышей. Материалом для болтов служит мелкозернистое железо. Гайки снабжены предохранительным приспособлением Пенна.

Размеры вилообразной головки, по Баху, лучше всего сперва выбрать на глаз, и если последующий расчет укажет на слишком большие или слишком малые напряжения, то они соответственно изменяются. Поперечное сечение $1-1'$, на фиг. 405, одновременно подвергается растяжению или сжатию и изгибу. Если представим себе, что в центре тяжести сечения приложены две равные и прямо противоположные силы, порознь равные действующей в каждом очке силе $\frac{P}{2}$, чем состояние равновесия несколько не изменяется, то увидим, что пара сил $\frac{P}{2} \cdot x$ подвергает поперечное сечение изгибающему напряжению, между тем как остающаяся в центре тяжести сила $\frac{P}{2}$ производит растяжение. При показанных на фиг. 402 обозначениях для последней нагрузки служит ур-ние

$$\frac{P}{2} = a \cdot b \cdot \sigma_1, \quad (151')$$

а для изгибающей нагрузки служит ур-ние:

$$\frac{P}{2} \cdot x = \frac{P}{2} \cdot \frac{a_1 - a}{2} = \frac{b \cdot a^2}{6} \cdot \sigma_2 \quad (151'')$$

Вычисленное отсюда полное натяжение $\sigma_1 + \sigma_2$ поперечного сечения должно быть меньше 300 кг/см^2 для железа.

Для поперечного сечения 2—2' на фиг. 402, где остающаяся в центре тяжести сила $\frac{P}{2}$ может быть разложена на нормальную силу P_n и сдвигающее усилие P_s , при пренебрежении усилием P_s , значение $\sigma_1 + \sigma_2$ получается из ур-ний:

$$\left. \begin{aligned} P_n &= a_2 \cdot b \cdot \sigma_1 \\ \frac{P}{2} y &= \frac{b \cdot a_2^2}{6} \sigma_2 \end{aligned} \right\} \quad (152)$$

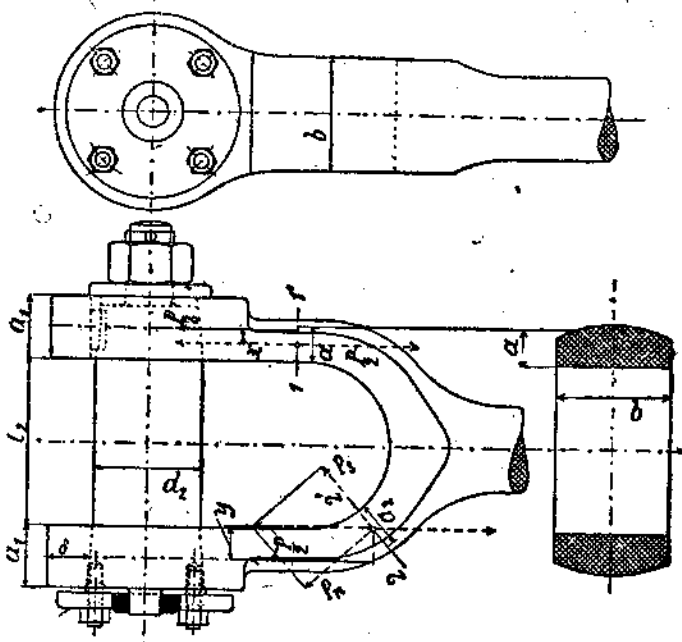
Наконец, толщина очка δ получается из ур-ния

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{a_2 + \delta}{8} = \frac{a_2 \cdot \delta^2}{6} k_b, \quad (153)$$

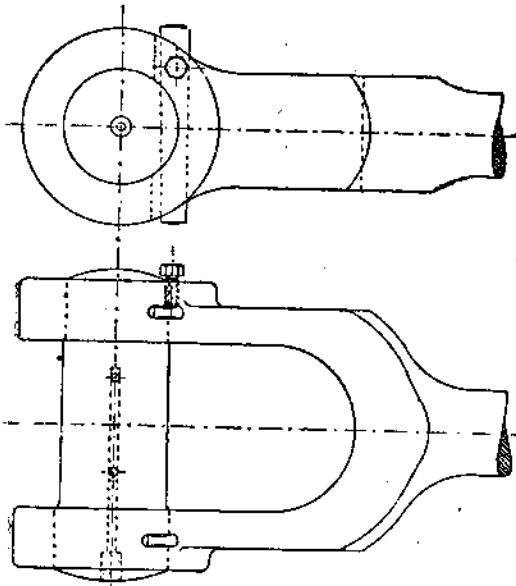
где $k_b = 600 \text{ кг/см}^2$.

Брейцкопфная цапфа закрепляется в вилкообразной головке шатуна совершенно так же, как и в теле брейцкопфа (см. стр. 360), т. е. большей частью помощью пригнанных конических концов. Отдельное закрепление каждого отдельного конического конца (фиг. 402) здесь особенно уместно, так как очки вилкообразной головки при неточной пригонке концов цапфы легко сплющиваются.

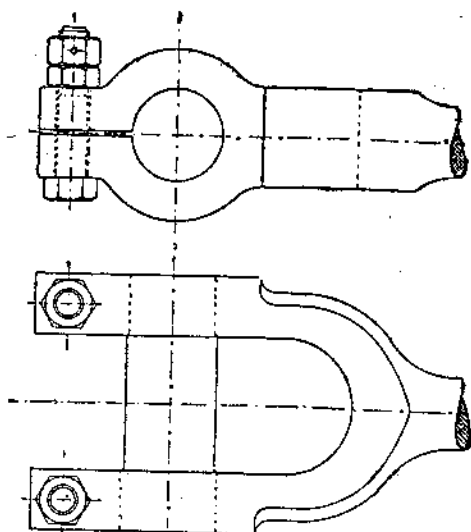
Для избежания работы по пригонке обоих конусов употребляются также вполне цилиндрические



Фиг. 402.



Фиг. 403.



Фиг. 404.

цапфы, закрепляемые или помощью чек (фиг. 403), или же путем прорезки очков вилки (фиг. 404). Впрочем, такие цапфы рекомендуются только для небольших и средних мощностей, при больших мощностях они легко расшатываются.

Подшипниковые вкладыши головок шатуна для цапфы кривокопфа почти постоянно изготавливаются из бронзы, а для цапфы кривошипа — также из бронзы, но чаще из чугуна или стали с заливкой рабочих поверхностей белым металлом. Заливка удерживается в продольных и круглых желобках, имеющих форму ласточкина хвоста.

Толщина вкладышей (фиг. 405 до 408) при отверстии d составляет:

$$e_1 = 0,1d + 0,5 \text{ до } 1 \text{ см.}$$

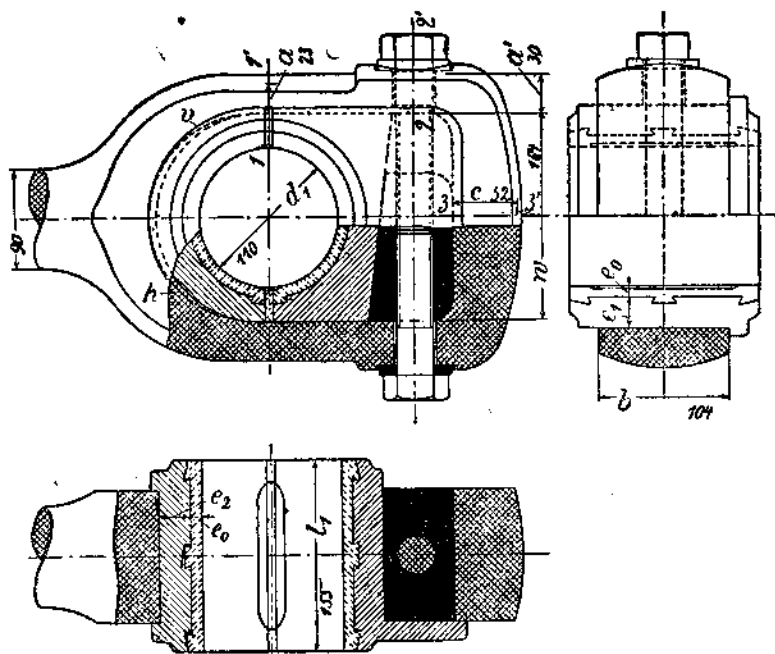
$$e_2 = e_1 + 0,3 \text{ до } 0,5 \text{ см.}$$

причем вышешие добавочные постоянные служат для стальных литых вкладышей с заливкой из белого металла, а низшие — для бронзовых вкладышей без заливки.

Толщина заливки белым металлом (фиг. 406 и 408)

$$e_0 = 0,03d + 0,2 \text{ до } 0,3 \text{ см.}$$

Обе половинки вкладышей у цапфы кривокопфа (фиг. 405 и 407) сходятся между собой впритык, и места стыка при наступлении износа опиляются. У цапфы же кривошипа (фиг. 406 и 408) между половинками вкладышей прокла-



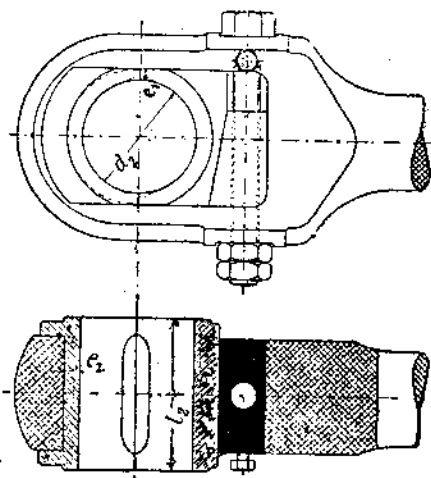
Фиг. 406. Шатунные головки зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.

дываются тонкие листики латуни или белого металла, которые при дальнейшем регулировании или подтягивании частью вынимаются или спиливаются. Для предупреждения перемещения вкладышей в головках шатунов они, насколько это возможно,

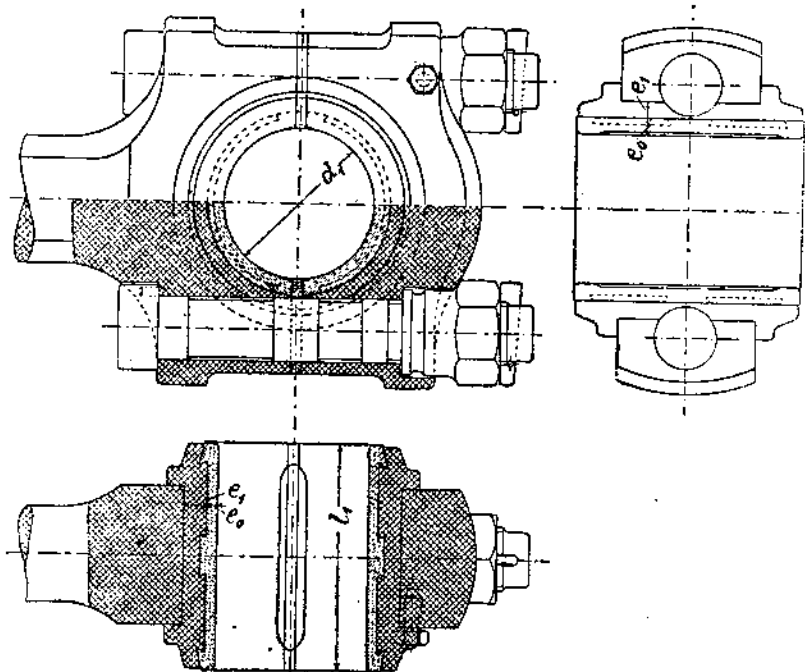
снабжаются выступающими краями (бортами). Для открытых головок (фиг. 408) вкладыши снабжаются бортами везде, а при закрытых головках при устройстве бортов, наоборот, необходимо принять в соображение возможность передвижения вкладышей в головке и перемещения установочной части за одним из вкладышей (фиг. 405 и 406); буквы v и h означают, что вкладыши имеют борты соответственно только спереди или только сзади.

В качестве установочного приспособления для вкладышей у закрытых шатунных головок в настоящее время большей частью применяются изображенные на фиг. 405, 406 и 407 натяжные клинья. В головке со стороны крейцкофа клин может быть расположен параллельно или перпендикулярно к цапфе (фиг. 405 и 407). Винты для перемещения клингов должны быть достаточно предохранены от развинчивания. Поперечное сечение стержня при угле клина в $1:8$ должно быть рассчитано для силы $D = \frac{P}{x}$ и напряжения от 300 до 400 кг/см².

Что касается расположения установочных приспособлений, то необходимо иметь в виду такое их расположение, чтобы при производимой у обоих концов перестановке вкладышей сумма длин шатуна и поршневого штока оставалась без изменения. Существующий между поршнем и крышкой небольшой зазор в мертвых поло-



Фиг. 407.



Фиг. 408. Шатунные головки зав. Фрембс и Фрейденберг в Швейцарии.

жениях штока при этом не должен изменяться, чтобы поршень не мог со временем толкать в крышку, как это может произойти при неправильном устройстве. При расположении обоих подшипников в шатуне указанное условие бывает удовлетворено, если оба установочных приспособления действуют в одинаковую

сторону. Укорачивая или удлиняя путем перестановки одного подшипника расстояние L между центрами очков шатуна, одновременной перестановкой другого подшипника опять удлиняют или соответственно укорачивают это расстояние. Подобное устройство установочного приспособления принято, например, на фиг. 405 и 406, где оба натяжных клина сидят у правых половинок владышей. Если же в шатуне расположен только подшипник для цапфы кривошипа, а подшипник для цапфы крейцкопфа расположен в самом крейцкопфе, то для удовлетворения вышеприведенному условию установочные приспособления обоих подшипников должны действовать в противоположные стороны. Если при подобном устройстве помощью натяжного приспособления подшипника цапфы кривошипа длина L укоротилась, то помощью соответствующего приспособления для подшипника крейцкопфной цапфы длина поршневого штока удлиняется, так что и здесь сумма обеих длин остается неизменной. В обоих этих случаях предполагается, что оба владыша переднего коренного подшипника допускают перестановку. Если же это условие не имеет места и только один владыш этого подшипника допускает перестановку, то вал при перестановке смещается в одну сторону, причем изменяется расстояние от центра вала до середины цилиндра. В этом случае натяжные или установочные приспособления шатуна должны быть расположены так, чтобы они соответственно изменяли этот размер штока или шатуна.

Относительно смазки подшипников шатуна см. указания при цапфе крейцкопфа на стр. 361 и при цапфе кривошипа на стр. 375.

Продолжение примера на стр. 365.

Длина шатуна между центрами очков составляет:

$$L = 5R = 5 \cdot \frac{55}{2} = 137,5 \text{ см.}$$

Диаметр среднего сечения стержня по ур-нию (146), стр. 366, получается из ур-ния

$$d_m^4 = \frac{11000 \cdot 137,5^3}{40000} \cong 5200,$$

откуда

$$d_m = 8,5 \text{ см} = 85 \text{ мм},$$

и этот диаметр к обращенному к кривошипу концу возрастает до 90 мм, а к другому концу уменьшается до 80 мм (см. фиг. 405 и 406).

Обе головки шатуна, для более удобной их обработки, имеют одинаковую ширину $b = 104 \text{ мм}$. При левой головке (фиг. 405) ширина $w = 120 \text{ мм}$, и по ур-нию (149'), стр. 366, при диаметре отверстия $d = d_2 = 95 \text{ мм}$ и $k_b = 650 \text{ кг/см}^2$ (лучшее железо) потребуется в поперечном сечении 3—3' толщина скобы

$$c = \sqrt{\frac{11000(6 - 2,375) \cdot 6}{2 \cdot 10,4 \cdot 650}} = 4,2 \text{ см.}$$

В выполненной машине c составляет только 39 мм, что соответствует значению

$$k_b = 650 \left(\frac{4,2}{3,9} \right)^2 \cong 750 \text{ кг/см}^2.$$

Щеки в поперечном сечении 1—1' (фиг. 399, стр. 367) имеют среднюю толщину

$$a = 0,6 \cdot 39 \cong 23 \text{ мм.}$$

Для правой головки (фиг. 406) соответственно при отверстии $d = d_1 = 110 \text{ мм}$ (см. стр. 367), $w = 164 \text{ мм}$ и $k_b = 650 \text{ кг/см}^2$ получается толщина скобы

$$c = \sqrt{\frac{11000(8,2 - 2,75) \cdot 6}{2 \cdot 10,4 \cdot 650}} \cong 5,2 \text{ см} = 52 \text{ мм},$$

как и в исполненной машине. Щеки здесь в поперечном сечении 2—2' (фиг. 400, стр. 367) имеют среднюю толщину

$$a' = 0,6 \cdot 52 \cong 30 \text{ мм},$$

а в поперечном сечении 1—1' $a = 23 \text{ мм}$.

Винты для клиньев и перестановочного приспособления при угле клина в 1:7 подвержены нагрузке силой

$$D = \frac{11000}{7} \cong 1600 \text{ кг.}$$

При допуске натяжения в 360 кг/см^2 площадь поперечного сечения стержня этих винтов должна быть

$$\frac{1600}{360} = 4,45 \text{ см}^2,$$

чему соответствует диаметр болта в $1\frac{1}{8}$ дюйма по шкале Витворта.

§ 163. Концевые кривошипны. Пример. Они закрепляются на коренных валах, и каждый концевой кривошип состоит из цапфы и плеча.

1. Цапфа кривошипа. В большинстве случаев она изготавливается из стали. Фирма Маннесман в Реймшейде изготавливает цапфы кривошипа из комбинированной стали, которая у рабочей поверхности на глубине слоя около $\frac{1}{8}$ диаметра чрезвычайно тверда, а в сердечнике — совершенно мягка. Подобный комбинированный металл лучше предупреждает возможность поломки.

Диаметр d_1 и длина l_1 цапфы кривошипа должны удовлетворять следующим условиям. Если опять обозначим через P наибольшее давление на цапфу, то, по соображению с сопротивлением и упругостью цапфы, должно быть

$$P \frac{l_1}{2} = 0,1 d_1^3 k, \quad (154)$$

где k , означает допускаемое изгибающее напряжение. Затем удельное давление, т. е. давление на квадратную единицу площади проекции цапфы, не должно превышать того предельного значения k , при котором смазочный материал не может постоянно оставаться между рабочими поверхностями. Таким образом,

$$P = d_1 \cdot l_1 \cdot k. \quad (155)$$

Наконец, размеры цапфы должны быть таковы, чтобы теплота, в которую преобразовывается большая часть работы трения, могла свободно выделяться цапфой для предупреждения ее нагревания. Это условие имеет место тогда, когда работа трения на 1 см^2 проекции цапфы

$$A = \frac{4}{\pi} \mu \frac{P_m}{d_1 \cdot l_1} \cdot \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60} = \mu \frac{P_m \cdot n}{1500 \cdot l_1} \text{ в кгм}$$

не превышает той величины A_z в тепловых единицах, которая может отводиться качающейся цапфой. P_m здесь обозначает участвующее в работе трения среднее давление цапфы в течение одного оборота. Подставив

$$\frac{1500}{\mu} A_z = w,$$

из последнего ур-ния при $A \leq A_z$, находим:

$$l_1 \geq \frac{P_m \cdot n}{w}. \quad (156)$$

Приведенные ур-ния применяются следующим путем. Комбинация ур-ний (154) и (155) для стали с $k_b = 600$ и $k = 70 \text{ кг/см}^2$ дает отношение

$$\frac{l_1}{d_1} = 1,3,$$

которое, будучи подставлено в ур-ние (155), дает диаметр и длину цапфы

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 0,105 \sqrt{P} \\ l_1 &= 1,3 d_1 \end{aligned} \right\} \quad (157)$$

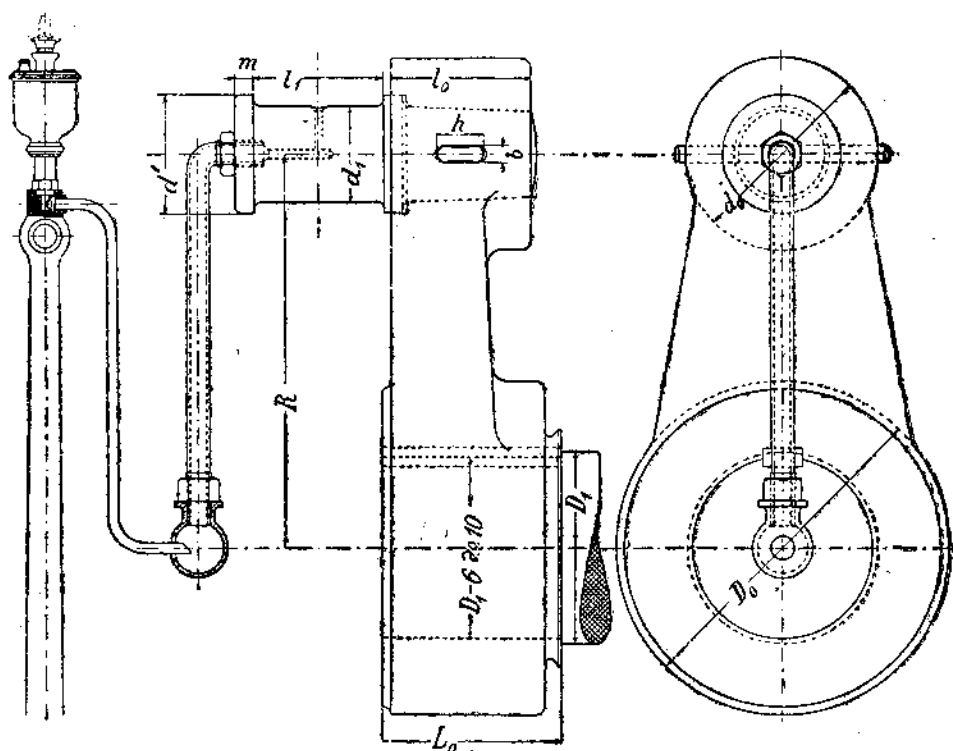
Даваемое этим уравнением значение l_1 должно удовлетворять ур-нию (156). Если это требование удовлетворено, то полученные значения могут быть сохранены. В противном случае значение l_1 определяется из ур-ния (156), а d_1 — из ур-ния (154), которое для вышеприведенного значения $k_b = 600 \text{ кг/см}^2$ дает диаметр

$$d_1 = 0,2 \sqrt[3]{P \cdot l_1}. \quad (158)$$

Значение w в настоящее время допускается до 90 000 и выше; последнее, впрочем, имеет место при весьма благоприятных условиях (при небольших l_1 и k , владыках из белого металла, тщательном выполнении и хорошей смазке).

Пример см. стр. 376.

Закрепление цапфы кривошипа в плече обыкновенно производится при помощи чисто припленного конуса и чеки или помощью упорной шайбы (фиг. 409 и 412).



Фиг. 409.

Конус имеет в длину $l_0 = 1,4d_1$ до $1,7d_1$ и уклон от $1/12$ до $1/15$ (относительно диаметра). Чеки придают толщину $b = 0,2d_1$ и среднюю высоту $h = 0,4d_1$ до $0,5d_1$. Изображенный на фиг. 412 способ закрепления патентован инж. Мюллером в Эслингене. Здесь цапфа просверлена по всей своей длине и удерживается болтом, который своей плоской, постепенно переходящей в стержень болта, головкой упирается в ступицу кривошипа. Некоторые заводы вставляют цапфу в нагретый кривошип (фиг. 410) для достижения давления, достаточного для его закрепления, которое в виду изменяющейся по величине и направлению нагрузки подвержено весьма неблагоприятным напряжениям. Конус в этом случае получает весьма слабый уклон в $1/50$, или же цапфа в месте ее закрепления obtачивается вполне цилиндрически, причем диаметр ее в холодном состоянии в 1,002 раза больше отверстия ее ступицы.

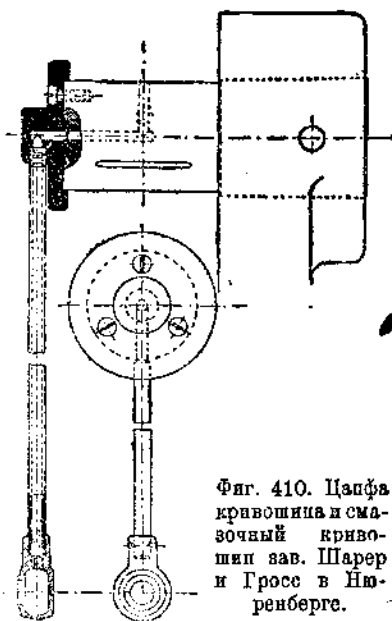
Заплек у конца цапфы имеет:

$$\text{диаметр } d' = 1,2d_1 + 0,4 \text{ см и толщину } m = 0,15d_1 + 0,5 \text{ см.}$$

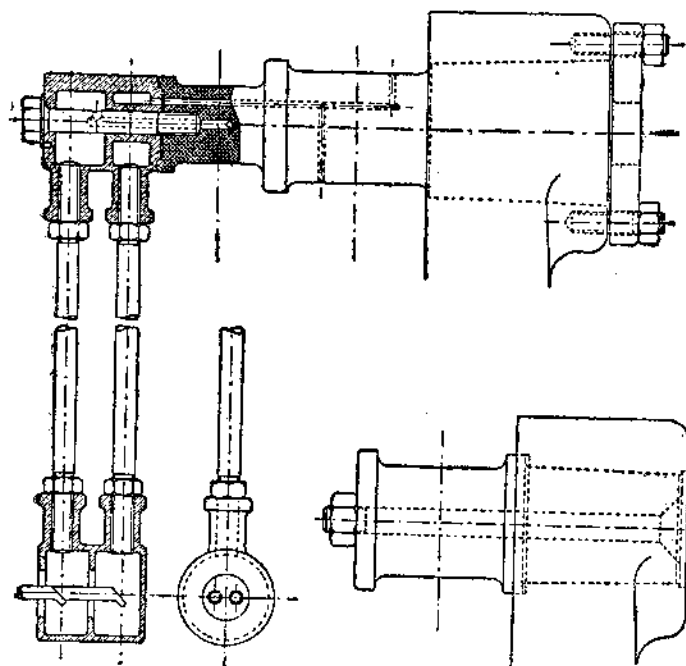
Он часто образует одно целое с цапфой, причем отверстие соответствующей закрытой головки шатуна должно быть достаточно велико для возможности наде-

зания ее через цапфу. Второй заплечик на фиг. 409, по Баху, должен служить для накладывания уровня с целью проверки правильного положения цапфы; диаметр этого заплечика должен быть совершенно одинаков с диаметром первого заплечика. С внутренней стороны он должен выступать за плоскость плеча кривошипа. При надеваемых концевых заплечиках (фиг. 410) уровень может класться на рабочей поверхности шейки. При сборке и установке машины точное положение цапфы кривошипа должно быть поверено в четырех главных его положениях (при вертикальном его положении книзу и вверх и при горизонтальном положении вправо и влево); некоторые погрешности должны быть устранены подтачиванием внутреннего конуса в ступице для цапфы кривошипа. Чем длиннее кривошипная цапфа, тем труднее привести ее к равномерному и постоянному прилеганию во валах, а следовательно, тем тщательнее должно быть выполнение, и тем точнее сборка.

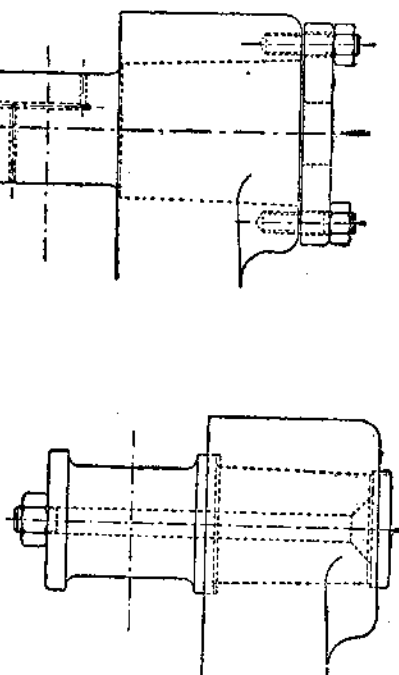
Для смазывания цапфы кривошипа при концевых кривошипах в настоящее время почти исключительно служит смазочный кривошип (фиг. 409 и 410). Он состоит из железной или латунной трубки, концом своим закрепленной в центре цапфы кривошипа. Последняя от отверстия этой трубки просверлена сперва по оси и затем радиально наружу. В другом концу трубы перед центром вала привинчен приемник, в который по трубке поступает масло из неподвижно установленной капельной масленки. Из этого сборника смазочный материал действием



Фиг. 410. Цапфа кривошипа и смазочный кривошип зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.



Фиг. 411.



Фиг. 412.

центробежной силы направляется наружу, поступая, таким образом, на рабочую поверхность цапфы.

2. *Плечо кривошипа.* Оно отковывается из железа.

Ступица для закрепления кривошипной цапфы имеет вышеуказанную длину l_0 и наружный диаметр

$$d_0 = 2d_1.$$

Закрепление кривошипа на коренном валу так же важно, как и закрепление цапфы в плече кривошипа. Одни только шпонки не дают достаточной надежности и безопасности против скручивания и расшатывания. Поэтому плечо кривошипа постоянно надевается на конец вала в нагретом состоянии или же под гидравлическим давлением, и в конце концов вгоняются прямоугольные или круглые шпонки. При надевании в нагретом состоянии отверстие холодной ступицы должно быть на 0,002 до 0,005 диаметра меньше цилиндрического большей частью конца вала.

равлическим давлением, и в конце концов вгоняются прямоугольные или круглые шпонки. При надевании в нагретом состоянии отверстие холодной ступицы должно быть на 0,002 до 0,005 диаметра меньше цилиндрического большей частью конца вала.

При гидравлическом надевании конец вала должен быть обточен слегка конически (с уклоном в $\frac{1}{50}$), а ступица должна быть рассверлена цилиндрически. Для предупреждения слишком далекого надвигания кривошипа передний конец вала стачивается несколько тоньше. Если D_1 означает диаметр вала в переднем подшипнике, то диаметр сточенного конца вала для надевания кривошипа делается $D_1 - 0,6$ до 1 см; наружный диаметр соответствующей ступицы делается

$$D_0 = 1,8D_1 \text{ при длине } L_0 = 0,8D_1 \text{ до } D_1.$$

В поперечных сечениях расположенной между обеими ступицами части, которая постепенно суживается изнутри наружу соответственно диаметрам ступиц, появляются нормальные и сдвигающие напряжения. Нормальные напряжения, например, в поперечном сечении 1—1' (фиг. 413), вызываются

радиальным усилием P_r (равномерно распределенным по всему сечению);
 изгибающим моментом $P_r \cdot m$ с осью изгиба $x-x$,
 изгибающим моментом $P_t \cdot z$ касательного усилия P_t с осью изгиба $y-y$.

Срезающие напряжения вызываются касательным усилием P_t (равномерно распределенным по всему сечению) и вращающим моментом $P_t \cdot m$.

Точное вычисление получаемых отсюда равнодействующих натяжений, впервые произведенное Бахом, чрезвычайно затруднительно. В большинстве случаев оказывается достаточным принять в соображение мертвое положение кривошипа, где касательное усилие равно нулю, а радиальное усилие равно давлению штока P . Это усилие в наименьшем поперечном сечении 2—2' (фиг. 413), размеры которого выбираются на глаз, вызывает равномерно распределенное в нем нормальное напряжение

$$\sigma_1 = \frac{P}{b_2 \cdot h_2},$$

а изгибающий момент $P \cdot m$ вызывает в нем наибольшее нормальное напряжение

$$\sigma_2 = \frac{6P \cdot m}{h_2 \cdot b_2^2}.$$

Фиг. 413.

В виду внезапного изменения направления силы в мертвых положениях сумма $\sigma_1 + \sigma_2$ должна оставаться меньше 400 кг/см^2 .

Для уничтожения действия сил инерции кривошипы быстроходных машин снабжаются противовесом (фиг. 415, стр. 377) путем удлинения плеча кривошипа за ступицу вала. О требуемой величине подобного противовеса см. § 49.

Продолжение примера на стр. 373. Давление $P = 11000 \text{ кг}$ по ур-нию (157), стр. 373, обуславливает собой размеры этой цапфы

$$d_1 = 0,105 \sqrt{11000} \cong 11 \text{ см}; l_1 = 1,3 \cdot 11 = 14,3 \text{ см}.$$

Это значение l_1 должно удовлетворять ур-нию (156).

Среднее давление цапфы, при наибольшей мощности машины в 180 л. с., механическом коэффициенте полезного действия $\eta_m = 0,83$ и средней скорости поршня $c_m = 2,567 \text{ м/сек}$, может быть принято приблизительно

$$P_m = \frac{180 \cdot 75}{0,83 \cdot 2,567} \cong 6350 \text{ кг}.$$

При этом значении ур-ние (156) при $w = 60000$ и при 140 оборотах в минуту дает соответствующее выполненной машине значение

$$l_1 \geq \frac{6350 \cdot 140}{60000} \cong 15 \text{ см} = 150 \text{ мм}.$$

Обусловливаемый этой длиной диаметр получается из ур-ния (158) и составляет

$$d_1 = 0,2 \sqrt[3]{11\,000 \cdot 15} \cong 11 \text{ см} = 110 \text{ мм}^1).$$

В поперечном сечении 2—2 (фиг. 415) плечо кривошипа имеет ширину $b_2 = 14$ и высоту $h_2 = 27$ см. Расстояние m составляет $7 + 7,5 = 14,5$ см. Таким образом, наибольшее напряжение в этом сечении для мертвых положений при

$$\sigma_1 = \frac{11000}{14 \cdot 27} \cong 29 \text{ кг/см}^2 \text{ и } \sigma_2 = \frac{6 \cdot 11000 \cdot 14,5}{27 \cdot 14^2} \cong 181 \text{ кг/см}^2$$

составляет только

$$29 + 181 = 210 \text{ кг/см}^2.$$

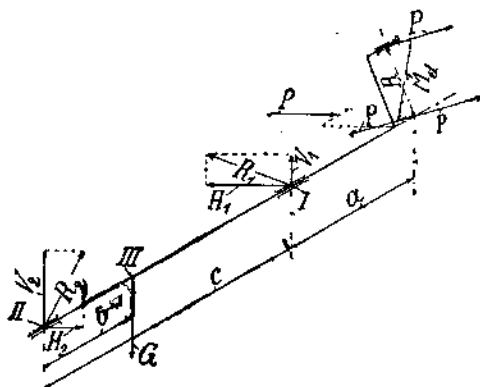
§ 164. Коренные валы. Пример.

В виду требуемой гладкой поверхности и большого сопротивления материалом для коренных или главных валов всегда служит литая сталь. Различают коренные просты с насаженными концевыми кривошипами и коленчатые.

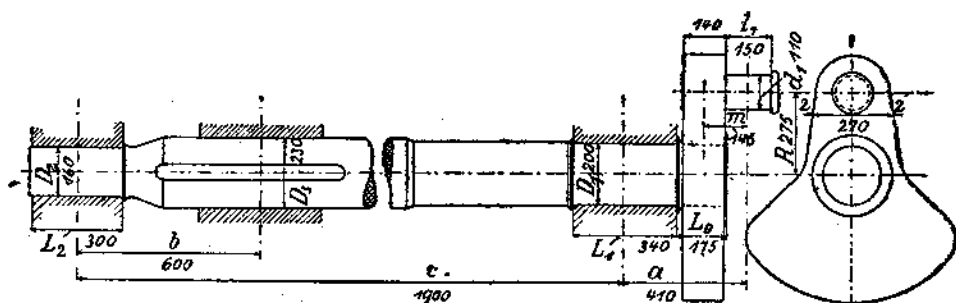
1. *Простой коренной вал с одним концевым кривошипом.** Форма этих валов, применяемых при горизонтальных одноцилиндровых и tandem-машинах, показана на фиг. 415. Вал снабжен двумя шейками, из которых находящаяся возле концевого кривошипа называется передней, а другая — задней шейкой.

При расчете подобного вала необходимо сперва определить расстояния (фиг. 414):

- a — от середины цапфы кривошипа до середины передней шейки вала,
- b — от середины маховика до середины задней шейки вала и
- c — между серединами обеих шеек вала.



Фиг. 414.



Фиг. 415.

При определении расстояния a у одноцилиндровых машин исходной точкой может служить диаметр цилиндра, а у tandem-машин — арифметическая средняя из обоих диаметров цилиндров. Значения b и c обуславливаются размерами машины, доступностью ее и имеющимся в распоряжении пространством.

При расчете обыкновенно принимается в основание показанное на фиг. 414 положение кривошипа, при котором кривошип занимает перпендикулярное к шатуну положение. Действующее при этом положении кривошипа по касательной давление цапфы, которое для простоты и безопасности принимают равным давлению штока P , образует в среднем поперечном сечении передней шейки вала изгибающий и вращающий моменты:

$$M_b = P \cdot a, \quad M_d = P \cdot R,$$

¹⁾ Ур-ния (157) и (158), стр. 373 и 374, для $l_1 = 148$ и соответственно $l_1 = 150$ мм, здесь дают одинаковый диаметр 110 мм вследствие округления коэффициентов 0,105 и 0,2 в этих уравнениях.

которые по законам сопротивления материалов обуславливают собой диаметр цапфы D_1 , определяемый из ур-ния:

$$\left. \begin{aligned} & 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0^2 M_d^2} = 0,1 D_1^3 \cdot k_b \\ & P(0,35a + 0,65 \sqrt{a^2 + \alpha_0^2 R^2 a}) = 0,1 D_1^3 \cdot k_b \end{aligned} \right\} \quad (159)$$

где для литой стали

$$k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600; \quad k_d = \frac{600 + 300}{2} = 450 \text{ кг/см}^2,$$

$$\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 450} = 1$$

при напряжении, по Баху, равном среднему между наибольшим положительным значением и половинным отрицательным значением (способ нагрузки между II и III).

Равнодействующее давление R_1 на цапфу в переднем подшипнике, при пренебрежении натяжением ремня или канатов и при весе маховика G , в мертвых положениях кривошипа состоит из горизонтальной составляющей

$$H_1 = P \frac{a+c}{c}$$

и вертикальной

$$V_1 = G \frac{b}{c}.$$

Отсюда получается

$$R_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2}.$$

Для избежания слишком сильного давления на единицу площади длина L_1 передней шейки должна удовлетворять ур-нию:

$$R_1 = D_1 \cdot L_1 \cdot k, \quad (160)$$

а для возможности выделения развиваемой работой трения теплоты она должна удовлетворять ур-нию:

$$L_1 \cong \frac{R_1 \cdot n}{w}, \quad (161)$$

где для k берутся значения до 25 кг/см^2 , а для w до 60 000 (для подшипника из белого металла).

Это уравнение составлено соответственно уравнению (156).

Решающее значение здесь имеет вычисленное большее значение L_1 . Но при этом необходимо проверить, остается ли при этой длине L_1 и выбранном расстоянии a достаточная длина для помещения ступицы кривошипа (см. значение L_0 на фиг. 409 и на стр. 376). Если это условие не выполнено, то вычисление должно быть повторено при введении более подходящего расстояния a . Отношение $\frac{L_1}{D_1}$ в выполненных машинах колеблется между 1,6 и 2, а отношение проекций коренного вала и цапфы кривошипа $\frac{L_1}{l_1} \cdot \frac{D_1}{d_1}$ между 4 до 5.

Равнодействующее давление R_2 заднего коренного подшипника при мертвых положениях кривошипа состоит из двух составляющих:

$$H_2 = H_1 - P \text{ и } V_2 = G - V_1$$

и составляет

$$R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2}.$$

При этом давлении диаметр D_2 и длина L_2 задней шейки вала должны удовлетворять следующим условиям:

$$\left. \begin{aligned} R_2 \frac{L_2}{2} &= 0,1 D_2^3 \cdot k, \\ R_2 &= D_2 \cdot L_2 \cdot k, \\ L_2 &\geq \frac{R_2 \cdot n}{w} \end{aligned} \right\} \quad (162)$$

где

$$k_b = 400, k \text{ до } 16 \text{ кг/см}^2, \text{ и } w = \text{до } 20\,000,$$

по Баху (принимая способ III нагрузки).

Для поперечного сечения вала посредине ширины маховика действующие изгибающий и вращающий моменты составляют:

$$M_b = R_2 \cdot b \text{ и } M_d = P \cdot R.$$

Диаметр D_2 в этом поперечном сечении при этих моментах определяется из ур-ния

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0^2 M_d^2} = 0,1 D_2^3 \cdot k_b, \quad (163)$$

где

$$k_b = k_d = 400 \text{ кг/см}^2, \alpha_0 = \frac{400}{1,3 \cdot 400} = 0,77$$

по Баху (в предположении способа нагрузки III).

Продолжение примера на стр. 377. Коренной вал в выполненной тандем-машине (фиг. 415) имеет размеры длины:

$$a = 410, b = 600 \text{ и } c = 1900 \text{ мм.}$$

Диаметр передней шейки вала при наибольшем давлении поршня $P = 11\,000$ кг вычисляется по ур-нию (159):

$$11\,000 \left[0,35 \cdot 41 + 0,65 \sqrt{41^2 + \left(\frac{55}{2}\right)^2} \right] = 0,1 D_1^3 \cdot 60,$$

откуда

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{11000 \cdot 46,46}{0,1 \cdot 600}} = 20,4 \text{ см;}$$

в выполненной машине он сделан $= 200$ мм.

Затем, при весе маховика $G = 4500$ кг равнодействующее давление на шейку при его составляющих

$$H_1 = 11\,000 \frac{41 + 190}{190} \cong 13\,400 \text{ кг и } V_1 = 4500 \frac{60}{190} \cong 1420 \text{ кг}$$

составляет:

$$R_1 = \sqrt{13400^2 + 1420^2} \cong 13\,500 \text{ кг.}$$

При удельном давлении цапфы $k = 20$ кг/см² по ур-нию (160) получается длина шейки

$$L_1 = \frac{13500}{20 \cdot 20} = 33,75 \text{ см или около } 340 \text{ мм.}$$

Затем, уравнение (161) дает то же значение для

$$w = \frac{13500 \cdot 140}{34} = 55\,600,$$

которое допустимо только при тщательном выполнении и хорошей смазке.

Для длины ступицы кривошипа при этой длине шеек остается

$$L_0 = a - \frac{L_1 + l_1}{2} + 10 = 410 - \frac{340 + 150}{2} + 10^1) = 175 \text{ мм},$$

т. е. $\frac{175}{200} = 0,875$ диаметра отверстия.

В заднем подшипнике главного вала равнодействующее давление на шейку при составляющих

$$H_2 = 13\,400 - 11\,600 = 2400 \text{ кг и } V_2 = 4500 - 1420 = 3080 \text{ кг}$$

составляет

$$R_2 = \sqrt{2400^2 + 3080^2} \approx 3900 \text{ кг}.$$

Из ур-ния (162) при этом давлении и при $w = 18\,000$ получается требуемая длина этой шейки

$$L_2 = \frac{3900 \cdot 140}{18000} = 30,3 \text{ см или около } 300 \text{ мм},$$

а по этой длине получается диаметр

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{3900 \cdot 15}{0,1 \cdot 400}} \approx 12,1 \text{ см}.$$

В выполненной машине, для избежания слишком сильного стачивания заднего конца вала, сделано $D_2 = 160 \text{ мм}$. Давление на единицу площади подшипника составляет только

$$k = \frac{3900}{16 \cdot 80} \approx 8,15 \text{ кг/см}^2.$$

В средней плоскости маховика вал нагружается изгибающим моментом

$$M_2 = R_2 \cdot b = 3900 \cdot 60 = 234\,000 \text{ кгсм}$$

и вращающим моментом

$$M_s = P \cdot R = 11000 \cdot \frac{55}{2} = 302\,500 \text{ кгсм}.$$

Поэтому диаметр в этом месте определяется ур-нием

$$0,35 \cdot 234\,000 + 0,65 \sqrt{234\,000^2 + (0,77 \cdot 302\,500)^2} = 0,1 D_2^3 \cdot 400,$$

откуда

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{296000}{0,1 \cdot 400}} = 19,5 \text{ см};$$

в виду прodelывания шпоночного паза этот диаметр должен быть увеличен.

В выполненной машине диаметр сделан больше D_1 , а именно $D_2 = 230 \text{ мм}$.

2. Простой коренной вал с двумя концевыми кривошипами. Фиг. 416 схематически изображает вид этих валов, устраиваемых у горизонтальных двух цилиндрических компаунд-машин. Если означают:

- a — большей частью одинаковое с обеих сторон расстояние от середины кривошипа до середины соответствующей шейки вала,
- c — расстояние между серединами обеих шеек вала,

то диаметр последних вычисляется, как показано выше, по ур-нию (159) стр. 378, где P — наибольшее давление штока с соответствующей стороны цилиндра,

Затем, для возможности определения длины шеек вала по ур-ниям (160) и (161), стр. 378, необходимо определить реакции в подшипниках для нескольких соответствующих положений обоих кривошипов, причем действующие на цапфу кри-

¹⁾ Выступ кривошипной ступицы со стороны шатуна.

вошина давления для каждого положения кривошина могут быть заимствованы из проектированной индикаторной или рабочей диаграммы машины. Для изображенного на фиг. 416 положения кривошипов давления цапф P_1 и P_2 дают реакции:

в подшипнике I

$$H_1' = P_1 \frac{a+c}{c}, H_1'' = P_2 \frac{a}{c},$$

а в подшипнике II

$$H_2' = P_1 \frac{a}{c}, H_2'' = P_2 \frac{a+c}{c}.$$

Сидящий по середине вала маховик вызывает в каждом подшипнике вертикальную реакцию

$$V_1 = V_2 = 0,5 G.$$

Путем графического сложения (I 1 2 3 и соответственно II 4 5 6) получаются равнодействующие давления шеек R_1 и R_2 ,

и по наибольшим значениям обоих этих давлений для исследованных положений кривошипов помощью ур-ний (160) и (161) могут быть вычислены длины шеек. При горизонтальном направлении P_1 и P_2 получаются также

$$R_1 = \sqrt{(H_1' \pm H_1'')^2 + \frac{G^2}{4}}; R_2 = \sqrt{(H_2' \pm H_2'')^2 + \frac{G^2}{4}},$$

где знак + относится к одинаковому направлению H_1' и H_1'' и соответственно H_2' и H_2'' , а знак — относится к противоположным их направлениям.

Диаметр D_s вала по середине маховика определяется ур-нием (163), стр. 379, в которое вместо изгибающего момента M_s подставляют равнодействующий момент из

$$P_1(a + \frac{c}{2}) \text{ и } R_1 \frac{c}{2}.$$

Оба эти момента складываются так же, как две силы. При горизонтальном направлении действия сил P_1 и P_2 получается также

$$M_s = \sqrt{\{P_1(a + \frac{c}{2}) - (H_1' \pm H_1'') \frac{c}{2}\}^2 + (G \frac{c}{4})^2}.$$

Подставляемый в ур-ние вращающий момент составляет

$$M_a = P_1 \cdot R' + P_2 \cdot R'',$$

где R' и R'' — плечи сил P_1 и P_2 относительно оси вращения вала.

3. *Одноколенчатый коренной вал.* На фиг. 417 схематически изображена форма подобных валов, применяемых у вертикальных одноцилиндровых машин и у горизонтальных машин с вилообразными станинами. Кроме давления штока P на кривошипную или коленную цапфу, на вал возле одного подшипника действуют еще вес маховика G и принимаемое горизонтально направленным натяжение ремня Z , из которых для большей простоты вычислений последним пренебрегают.

При расчете сперва необходимо определить горизонтальные и вертикальные реакции подшипников и по ним равнодействующие давления R_1 и R_2 на шейки для обоих мертвых положений кривошипов. У горизонтальной паровой машины при показанных на фиг. 417 и 418 обозначениях получаются:

$$H_1 = P \frac{a_1}{c} \pm Z \frac{b+c}{c}$$

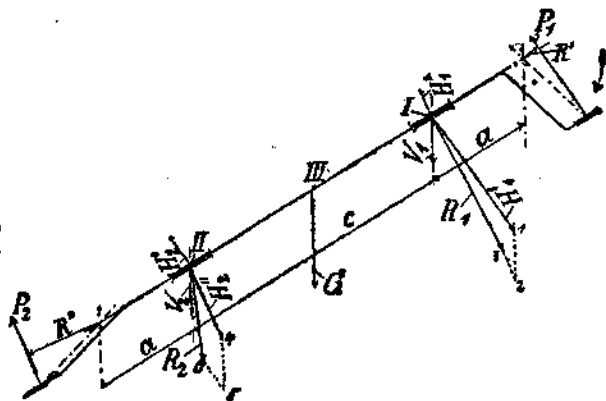
$$V_1 = G \frac{b+c}{c}$$

$$H_2 = P - H_1 \pm Z$$

$$V_2 = V_1 - G$$

$$R_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2}$$

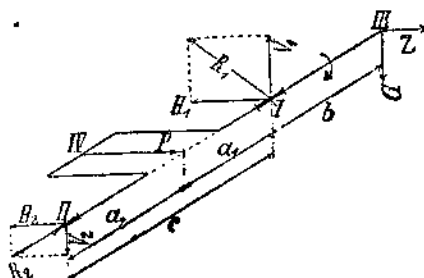
$$R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2},$$



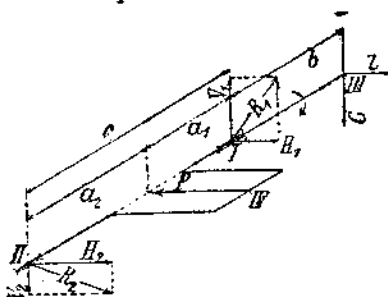
Фиг. 416.

где знак + перед Z служит для левого, а знак — для правого мертвого положения кривошипа.

Для определения напряжения кривошипной цапфы представим себе, согласно фиг. 419, правую часть вала при вертикально расположенном колене закрепленной до середины этой цапфы и в точке 2 вообразим себе дважды прило-



Фиг. 417.



Фиг. 418.

женную по двум противоположным направлениям реакцию H_2 ; этими представлениями состояние равновесия не изменяется. Тогда на закрепленное поперечное сечение действует пара сил

$$M_d = H_2 \cdot R$$

в виде вращающего момента, между тем как действующий изгибающий момент составляет:

$$M_b = R_2 \cdot a_2.$$

По обоим этим значениям диаметр d_1 кривошипной цапфы определяется из ур-ния

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + a_0^2 M_d^2} = 0,1 d_1^3 \cdot k_b, \quad (164)$$

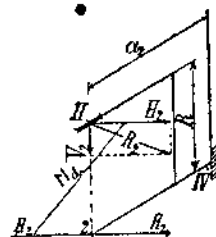
где для вала из литой стали, по Баху, принимается

$$k_b = 500, k_d = 400 \text{ кг/см}^2; a_0 \cong 1.$$

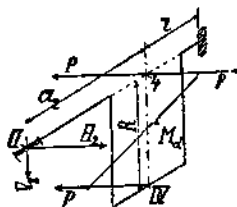
Длина l_1 цапфы должна удовлетворять обоим условиям

$$\left. \begin{aligned} P &= d_1 \cdot l_1 \cdot k \\ l_1 &\geq \frac{P \cdot n}{w} \end{aligned} \right\} \quad (165)$$

где $k = 70$ до 80 кг/см^2 , и w до 90000 .



Фиг. 419.



Фиг. 420.

Для определения напряжения в поперечном сечении вала, расположенном на расстоянии z от середины кривошипной шейки (фиг. 420), представим себе в точке 4 приложенными по противоположным направлениям две равных силы P , причем P имеет горизонтальное направление даже при вертикальном положении кривошипа. Тогда это поперечное сечение подвергается скручиванию парой сил

$$M_d = P \cdot R$$

и изгибу моментом

$$M_b = \sqrt{[H_2(a_2 + z) - P \cdot z]^2 + [V_2(a_2 + z)]^2}.$$

Подставив в последнее ур-ние для наиболее нагруженного крайнего левого поперечного сечения правой шейки вала

$$z = a_1 - \frac{L_1}{2},$$

¹⁾ Причем L_1 принимается приблизительно.

по приведенным значениям M_a и M_b находим диаметр D_1 этой шейки из ур-ния

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_o^2 \cdot M_a^2} = 0,1 D_1^3 \cdot k_b, \quad (166)$$

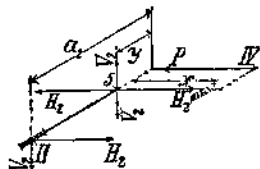
где можно принять

k_a, k_b и α_o , как выше.

Длина L_1 для наибольшего значения R_1 получается из ур-ний (160) и (161), стр. 378, при указанных там значениях k и w .

Левая шейка вала должна быть рассчитана, как концевая цапфа или шип, на давление R_2 . По обыкновению ей придают такие же размеры, как и правой шейке.

Натяжение левого кривошипного плеча, размеры которого сперва выбираются на глаз, определяется по фиг. 421, где в точке B приложены по противоположным направлениям по две равных силы H_2 и V_2 . Пара сил $H_2 (a_2 - y)$ и остающаяся еще в точке B сила H_2 вместе с моментом $V_2 \cdot x$ вызывают наибольшее нормальное натяжение



Фиг. 421.

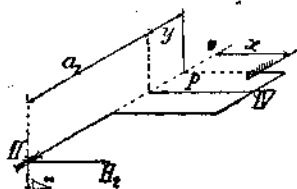
$$\sigma = \frac{6 H_2 (a_2 - y)}{h \cdot \delta^2} + \frac{H_2}{h \cdot \delta} + \frac{6 V_2 \cdot x}{h^2 \cdot \delta},$$

где h — высота и δ — толщина плеча. Сдвигающим образом действуют пара сил $V_2 (a_2 - y)$ и остающаяся еще в B сила V_2 . Они дают сдвигающее натяжение

$$\tau = \frac{9}{2} \cdot \frac{V_2 (a_2 - y)}{h \cdot \delta^2} + \frac{V_2}{h \cdot \delta}.$$

По Баху, достаточно, если ни одно из этих напряжений не превышает 400 кг/см^2 .

Для правого кривошипного плеча по фиг. 422 соответственно получается



Фиг. 422.

$$\sigma = 6 \frac{H_2 (a_2 + y) - P \cdot y}{h \cdot \delta^2} + \frac{P - H_2}{h \cdot \delta} + \frac{6 V_2 \cdot x}{h^2 \cdot \delta},$$

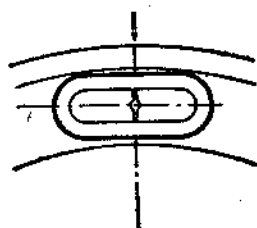
$$\tau = \frac{9}{2} \cdot \frac{V_2 (a_2 + y)}{h \cdot \delta^2} + \frac{V_2}{h \cdot \delta}.$$

4. **Многоколенчатый коренной вал.** Для расчета этих валов, большей частью подпертых в трех или более местах и прежде преимущественно применявшихся при вертикальных многоцилиндровых машинах, а в настоящее время редко применяемых для трансмиссионных паровых машин, в большинстве случаев достаточно самый вал рассчитать на кручение наибольшим имеющим место вращающим моментом, а кривошипные цапфы — на изгиб (давлением шатуна) и кручение. Необходимо обратить особое внимание на то, что плечи переходят в цилиндрические валы большими закруглениями, а не резко.

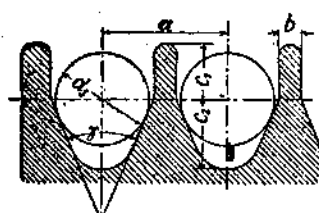
§ 165. **Маховики.** Наружный радиус маховиков, расчет веса которых приведен выше в § 51, составляет 4- до 6-кратный радиус кривошипа. Колеса диаметром меньше 2 м большей частью отливаются из одного куска. Более крупные колеса отливаются из двух частей с целью уничтожения тех литейных натяжений, которые образуются в отливке вследствие неравномерного охлаждения отдельных ее частей. Так как спицы, в виду меньших их размеров и более значительных поверхностей охлаждения, при отливке остывают раньше, нежели обод и ступица, то при своей усадке они вызывают растягивающие напряжения преимущественно в местах их перехода к ободу. Эти напряжения, правда, могут быть несколько уменьшены путем более раннего раскрывания обода. Но, однако, более безопасно будет отливать подобные колеса разъемными из двух частей или по меньшей мере разрезать ступицу между спицами при помощи заложённых жестяных пластинок для придавания ей некоторой подвижности относительно обода. Разъемные колеса разрезаются между спицами или по спицам. Разрывание ободьев разъемных колес предпочтительно перед отдельной отливкой обеих половинок, так как и в последнем случае литейные натяжения не вполне устраняются. Только крупные и тяжелые колеса,

в которых поверхности разрыва легко могут быть повреждены при перевозке отдельных частей, следует отливать отдельными половинками.

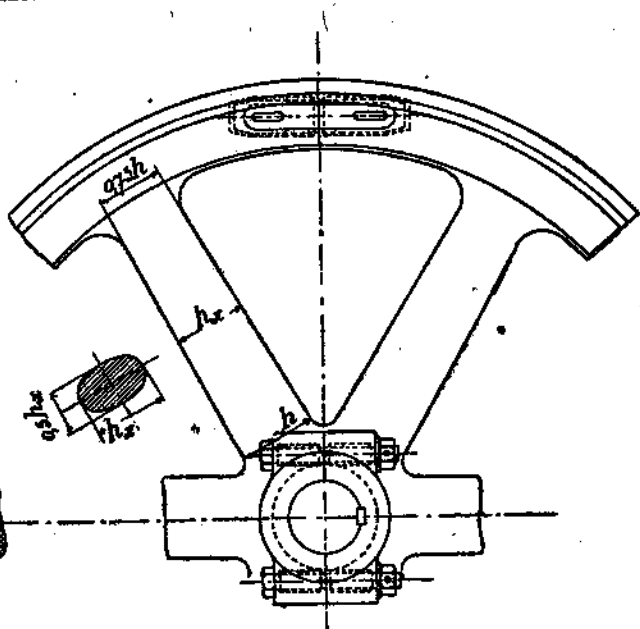
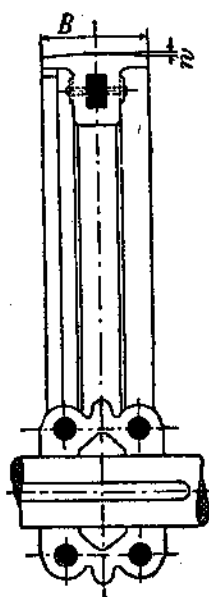
Обод у маховых колес, действующих только в качестве обыкновенных маховиков, получает простое прямоугольное поперечное сечение (фиг. 423). Если же помощью колес должна быть передана работа машины, то в случае ременной пере-



Фиг. 423.



Фиг. 424.



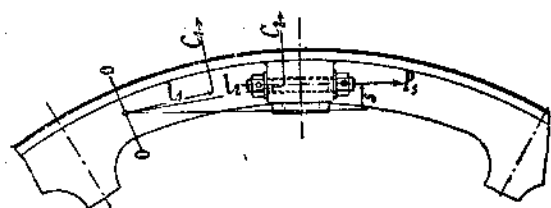
Фиг. 425.

дачи ободу придают форму, изображенную на фиг. 425, а при пеньково-канатной передаче обод получает форму, показанную на фиг. 424 и 427. В первом случае обод должен иметь достаточную ширину и быть обточен несколько выпуклым на своей рабочей поверхности для обеспечения положения ремня на колесе. В пеньково-

канатных колесах отдельные желобки должны согласоваться между собой не только по профилю, но и по диаметру, для достижения по возможности одинакового натяжения всех канатов.

Если V_u означает скорость на окружности колеса, а

$$P = \frac{75 N_e}{V_u}$$



Фиг. 426.

передаваемое ременным или канатным маховиком окружное усилие, то при обыкновенно употребительных значениях $V_u = 15$ до 25 м/сек ширина ремня должна составлять

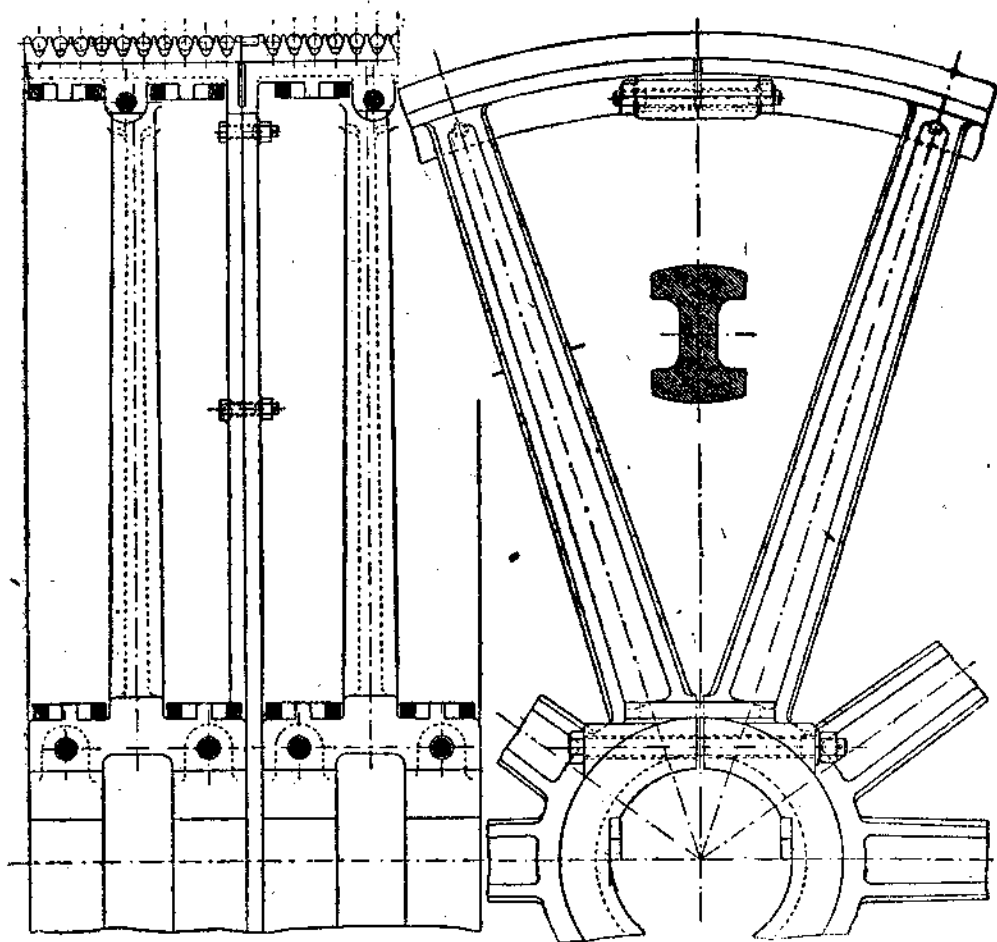
$$b = \frac{P}{k},$$

где:

$k = 10$ до 15 для одиночных и
 $k = 13$ до 25 для двойных ремней.

Значение k может быть выбрано тем больше, чем больше V_* и чем больше диаметр ведомого (меньшего) шкива. Требуемое число канатов соответственно получается из ур-ния

$$i = \frac{P_1}{P},$$



Фиг. 427. Маховое колесо машиностр. зав. Шписа с-вей в Бармене.

где $P_1 = 4d_s^2$ до $6d_s^2$ для круглых пеньковых канатов,
 $P_1 = 6d_s^2$ до $8d_s^2$ для квадратных пеньковых канатов,
 $P_1 = 4d_s^2$ до $5d_s^2$ для хлопчатобумажных канатов,

если P_1 означает окружное усилие, передаваемое одним канатом, а d_s — диаметр или толщину каната в сантиметрах. Для запаса к полученному числу прибавляется 1 или 2 каната.

При ременных маховиках (фиг. 425) обод, согласно нормы 120 ДИН (Общ. Герм. Инж.), получает следующую ширину:

Ширина ремня	100	120	140	170	200	230	260	300	350	400	450	550 мм.
Ширина обода	120	140	170	200	230	260	300	350	400	450	550	600 мм.

Ободу маховых колес (фиг. 424), согласно норме 121 ДИН, придают следующие размеры:

Диаметр круглого каната d , мм	Толщина квадратного каната d , мм	Деление	Желобки			Перегородка b мм
		a мм	c_1 мм	c_2 мм	γ	
25	23	36	12,5	21	45°	8
30	27	41	15	25	45°	8
35	32	47	17,5	30	45°	8
40	36	54	20	34	45°	10
45	40	60	22,5	38	45°	10
50	45	65	25	42	45°	10
55	50	73	27,5	46	45°	12

Для соединения обода при разрезанных между спицами маховиках служат натягиваемые в горячем состоянии натяжные кольца (фиг. 423), при охлаждении растягиваемые до предела упругости, а также болты (фиг. 426) или тяги с поперечными натяжными валиками (фиг. 425). Соединительные части должны быть расположены не эксцентрично, а так, чтобы развиваемая ими сила располагалась по возможности близко к касательной к кругу, описываемому центром тяжести обода; в противном случае в обode появляются изгибающие натяжения.

Для вычисления сопротивления поперечного сечения обода при цельных и разрезанных по спицам колесах принимается в расчет только растягивающее напряжение, вызываемое в обode центробежной силой свободно вращающегося кольца. Если означают:

G_k — вес обода,

F_k — поперечное сечение обода,

R_k — радиус круга, описываемого центром тяжести этого сечения,

V — окружную скорость на этом радиусе,

γ — удельный вес металла обода,

g — ускорение силы тяжести,

то центробежная сила половины вращающегося кольца составляет

$$C = \frac{G_k}{2g} e \left(\frac{V}{R_k} \right)^2 = \frac{2R_k \pi \cdot F_k \gamma}{2g} e \left(\frac{V}{R_k} \right)^2 = \frac{F_k \cdot \pi \cdot \gamma}{g} e \frac{V^2}{R_k},$$

или при радиальном расстоянии центра тяжести половины кольца $e = \frac{2R_k}{\pi}$ получается

$$C = 2 F_k \frac{\gamma}{g} V^2.$$

Так как эта сила стремится разорвать обод по противоположно расположенным поперечным сечениям, то в каждом из них появляется растягивающее напряжение

$$\sigma_k = \frac{C}{2F_k} = \frac{\gamma}{g} V^2;$$

выражая V в м/сек и принимая $\gamma = 7,25 \text{ кг/см}^3$, находим

$$\sigma_k = 0,074 V^2 \text{ кг/см}^2. \quad (167)$$

Таким образом, напряжение в свободно вращающемся кольце обуславливается только его скоростью и составляет

$$\begin{array}{cccccccc} \text{для } V = & 10 & 15 & 20 & 25 & 30 & 35 & 40 \text{ м/сек,} \\ \sigma_k = & 7,4 & 16,65 & 29,6 & 46,25 & 66,6 & 90,65 & 118,4 \text{ кг/см}^2. \end{array}$$

Но так как спицы у мест перехода к ободу развивают растягивающие усилия во внутрь колеса и этим вызывают в обode изгибающие напряжения, то напряжение

в кольцо может возрасти вдвое или втрое ¹⁾. Поэтому для литых маховиков редко допускают значение V больше 30 м/сек, причем получается $\sigma_s = 66,6 \text{ кг/см}^2$. Принимая высшее значение натяжения в 2,5 раза больше указанного, найдем, что для достижения допускаемого растягивающего натяжения материала $k_s = 300 \text{ кг/см}^2$ скорость должна увеличиться в

$$V \sqrt{\frac{300}{66,6 \cdot 2,5}} = 1,34 \text{ раза.}$$

Соединительные части обода разрезанных между спицами колес (натяжные кольца, болты, клинья), для большей надежности и в виду натяжного соединения этих частей должны быть рассчитаны по значениям σ , приведенной таблицы на силу

$$P_k = \sigma_s \cdot F_k,$$

причем следует принять только $k_s = 300 \text{ кг/см}^2$ для стержней болтов, и $k_s = 500 \text{ кг/см}^2$ для чек в сечении дыры. Таким образом, соответствующее поперечное сечение каждого участка должно удовлетворять условию

$$f_k = \frac{P_k}{k_s} = \frac{\sigma_s \cdot F_k}{k_s}.$$

Поверхность срезания каждого выступа при натяжных кольцах может быть сделана равной десятикратному поперечному сечению ленты. Клинья натяжных чек (фиг. 425) должны быть рассчитаны для силы от $2P_k$ до $3P_k$.

Соединительные части могут сильно повысить натяжение в обода. Поэтому при колесах со сравнительно слабой профилею и большой периферической скоростью сопротивление обода должно быть проверено в этом отношении. Если означают:

G_k' — вес куска обода от места разреза до ближайшей спицы,

G_k'' — вес соединения обода,

то центробежная сила этих частей (фиг. 426)

$$C_1 \cong \frac{G_k'}{g} \cdot \frac{V^2}{R_k} \text{ и } C_2 \cong \frac{G_k''}{g} \cdot \frac{V^2}{R_k}$$

развивает на поперечное сечение $O-O$ моменты $C_1 \cdot l_1$ и соответственно $C_2 \cdot l_2$. Оба эти момента, в зависимости от положения соединительного натяжения P_s (равного от $2P_k$ до $3P_k$), увеличиваются или уменьшаются моментом $P_s \cdot s$. Таким образом, при моменте сопротивления w в поперечном сечении появляется натяжение

$$\sigma = \frac{C_1 \cdot l_1 + C_2 \cdot l_2 \pm P_s \cdot s}{w},$$

к которому еще прибавляется общее растягивающее натяжение обода. Разнодействующее обоих этих напряжений опять не должно превышать 300 кг/см^2 .

Спицам маховиков придают овальное или двухтавровое поперечное сечение (фиг. 425 и 427); последнее сечение выгоднее в смысле прочности и поэтому находит себе применение, главным образом, у крупных колес. Высота и ширина спиц постепенно убывают от ступицы к ободу, и у обода обе они составляют только 0,75 их размера у ступицы. Число спиц, в зависимости от размера колеса, составляет 6 или 8, и только у очень больших колес оно делается 10. Ремённые маховики шириной более 500 мм и канатные маховики с числом желобков больше 8 обыкновенно делаются с двойным рядом спиц. В разрезных по спицам колесах, при разрыве обеих половинок колеса, разрезанные спицы соприкасаются между собой по весьма узкой полоске у болтовых соединений, или же разрезные овальные спицы отливаются полыми.

Поперечное сечение F_s спицы у ступицы подвергается растяжению центробежной силой собственной массы и массы обода и изгибу, передаваемым окружающим

¹⁾ См. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, стр. 352.

усилием P . При i спицах, если центробежная сила одной спицы вместе с сегментом обода по стр. 386 составляет:

$$C_i = \frac{1,1 G_k}{i \cdot g} e \left(\frac{V}{R_k} \right)^2 = \frac{2,2 G_k}{i \cdot g} \cdot \frac{V^2}{R_k \cdot \pi},$$

первое напряжение составляет

$$\sigma_s = \frac{C_i}{F_s},$$

а второе напряжение для приведенного на стр. 385 значения P , при предположении распределения этой силы только на половину числа спиц, составляет:

$$\sigma_b = \frac{2P \cdot R_s}{i \cdot w},$$

где w — момент сопротивления рассматриваемого поперечного сечения, R_s — наружный радиус колеса. Все натяжение $\sigma_s + \sigma_b$ не должно превышать 100 кг/см^2 .

Пустотелые овальные спицы имеют высоту и ширину в 1,3 раза больше сплошных.

Ступицы маховика, как упомянуто было выше, даже при цельных колесах при отливке разрезаются при помощи обмазанных графитом листов, закладываемых в ступицу между спицами. Впоследствии стыки опять заполняются листовыми закладками или цинковой заливкой, и с каждой стороны ступицы надевается стяжное кольцо. Для соединения разъемных ступиц служат болты или, помимо их, еще стяжные кольца. По середине отверстие ступицы снабжается углублением вокруг всей полости для избежания рассверливания ее по всей длине. Для закрепления колеса на валу употребляется одна, а при крупных колесах две шпонки; в последнем случае часто применяют тангенциальные шпонки.

Толщина стенок ступицы при диаметре отверстия D_s может быть принята

$$0,4D_s + 0,9 \text{ до } 1,1 \text{ см};$$

болты ступицы получают наружный диаметр

$$0,1D_s + 1,5 \text{ до } 2,5 \text{ см},$$

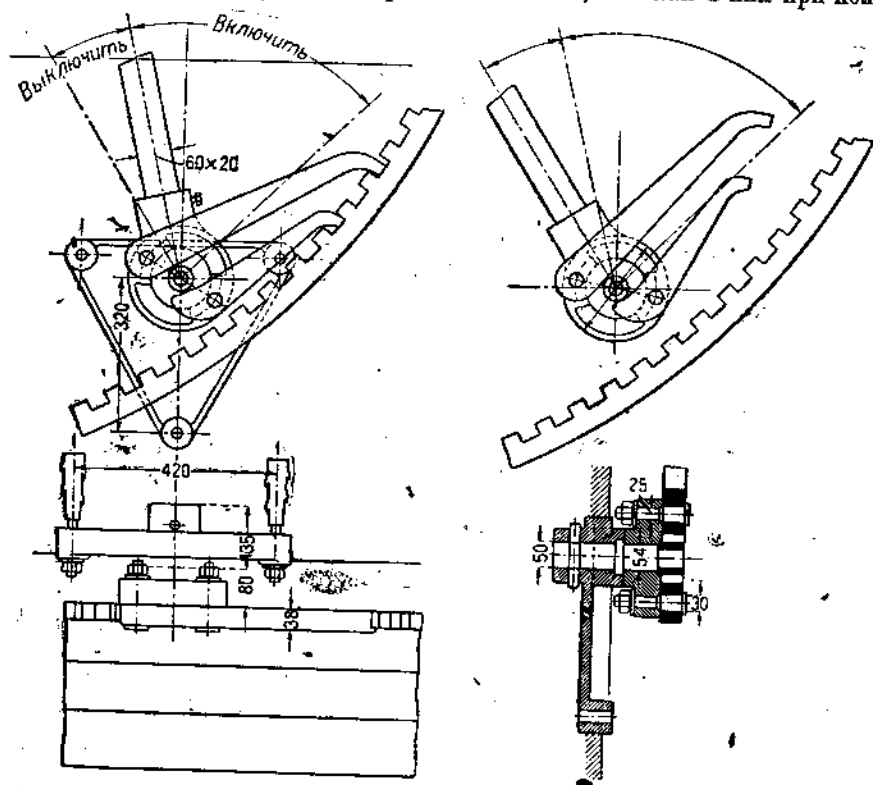
ширина и толщина стяжных колец составляют от 0,7 до 0,8 толщины болта.

Для возможности приведения кривошипа одноцилиндровой и тандем-машины в положение, соответствующее пуску в ход машины, маховики этих машин снабжаются особым поворотным приспособлением (поворотной лебедкой). Захватывание для этой цели спиц маховика или даже наступание на них ногой при некоторых обстоятельствах может иметь весьма печальные последствия для машиниста и поэтому ни в каком случае не может быть допущено. Употребляемые в большинстве случаев приспособления для поворачивания маховика по фиг. 428 состоят из двойного поворачивающего рычага, приводимого в движение при помощи сидящего на его оси ручного рычага, попеременно упирающегося в зубцы храпового обода на маховике. Двойной рычаг здесь необходим для предупреждения обратного поворачивания колеса, как это часто происходит с ременными и канатными маховиками. Храповой обод может быть отлит на колесе внутри или снаружи. Поворотные рычаги могут оба нажимать (фиг. 428), или же из них один может нажимать, а другой оттягивать. Поворотные рычаги должны выключаться при крайнем заднем положении ручного рычага.

Обыкновенное поворотное приспособление имеет тот недостаток, что храповой обод, преимущественно если он отлит снаружи колеса, всегда может быть опасен для машиниста, и что обратный отвод ручного рычага при выключении поворотных рычагов после пуска в ход машины очень опасен. Первое неудобство стремятся устранить помощью приспособлений, увлекающих колесо трением при поворачивании машины, а второе неудобство устраняют помощью приспособлений, при которых происходит автоматическое выключение поворачивающих частей пускаемой в ход машины.

¹⁾ Множители 1,1 и 2,2 принимают во внимание центробежную силу спиц.

У машин без особого маховика, как напр., у многих паро-динамо, для поворачивания машины служит червяк и червячное колесо на коренном валу машины. Очень крупные машины снабжаются электрическими или паровыми поворотными приспособлениями. Многоцилиндровые машины с взаимно смещенными кривошинами могут и не снабжаться поворотными приспособлениями, так как в них при положении



Фиг. 428. Приспособление для поворачивания маховика зав. Шарер и Гросс в Нюрнберге.

поршня высокого давления в мертвой точке, по идущей к ресиверу вспомогательной трубке свежий пар может быть пущен в цилиндр среднего или низкого давления. Но в большинстве случаев и эти машины снабжаются подобными приспособлениями с целью более удобной установки парораспределения или, в случае паро-динамо, для более удобного осмотра и исследования частей динамо-машины.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ПОРШНЕВАЯ ПАРОВАЯ МАШИНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТРАБОТАВШЕГО И ПРОМЕЖУТОЧНОГО (РЕСИВЕРНОГО) ПАРА

§ 166. Использование отработавшего пара. В тех производствах, в которых пар расходуется не только для производства работы, но и для отопления, варки, сушки, выпаривания и т. п. целей, этот нагревочный пар, как мы его будем называть для краткости в отличие от рабочего или силового пара, в прежнее время или образовывался в особом котле низкого давления, или же свежий пар из общего котла высокого давления тормозился в месте потребления до требуемого давления нагревочного пара. В настоящее время в подобных производствах, если нижеописываемое использование промежуточного пара является невыгодным, вообще в качестве нагревочного пара применяют отработавший пар одноцилиндровой паровой

машины, т. е. сперва путем производства требуемой работы расширяют пар в машине до требуемого давления нагревочного пара и оттуда уже пускают его в отопление. Одноцилиндровая машина в этом случае называется машиной с противо-давлением, так как она обыкновенно работает с повышенным противо-давлением — давлением, необходимым для целей нагрева.

С применением отработавшего пара для отопления и других целей в указанных производствах сопряжено лучшее использование развиваемой топливом теплоты, нежели при прежнем способе работы, так как здесь для целей отопления утилизируются те значительные количества скрытой теплоты, которые бесполезно выделяются в конденсатор или атмосферу с отработавшим в поршневой паровой машине паром.

В поршневой паровой машине от свежего выпускаемого в нее пара, кроме теоретического количества теплоты, эквивалентной произведенной работе, заимствуется только количество теплоты, соответствующее потерям от проводимости, лучеиспускания и от некоторой небрежности, между тем как все другие считающиеся для работы потерянными количества теплоты остаются в паре. Тепловое значение 1 л. с. составляет:

$$60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot A = \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{427} \cong 632,3 \text{ кал.}$$

Потери теплоты на проводимость, лучеиспускание и небрежность в современных паровых машинах едва превышают 3%. При расходе пара D_1 кг на 1 и. л. с. ч. и теплосодержание 1 кг свежего пара в i_0 на каждую л. с. еще остается

$$i_0 \cdot D_1 - 1,03 \cdot 632,3 \text{ кал,}$$

или в каждом кг отработавшего пара в круглых числах остается количество теплоты

$$i_a = i_0 - \frac{650}{D_1} \text{ кал.} \quad (168)$$

Например, для перегретого пара давлением в 13 ата и температур 300° Ц значение $i_0 \cong 730$ кал, так что с каждым килограммом отработавшего пара в паровой машине с выпуском в атмосферу и расходом пара $D_1 = 7,5$ кг теряется наружу:

$$i_a = 730 - \frac{650}{7,5} \cong 643 \text{ кал,}$$

а в машине с конденсацией с расходом пара $D_1 = 5$ кг теряется в конденсатор

$$i_a = 730 - \frac{650}{5} = 600 \text{ кал,}$$

т. е. 88% или соответственно 82% всего доставленного количества теплоты.

В установках с использованием отработавшего пара эти количества теплоты, в зависимости от полного или частичного использования отработавшего пара, полностью или отчасти бывают использованы для целей отопления, и потери теплоты в подобных установках, помимо упомянутых внешних потерь теплоты в машине, состоят только в потерях теплоты в котлах и паропроводах. Поэтому такие установки при полном использовании отработавшего пара работают с экономическим коэффициентом полезного действия в 70 до 80%, между тем как при чистой силовой установке, согласно стр. 84, даже при невыгоднейших условиях, достигается только коэффициент полезного действия 17,4%.

Для определения сбережения теплоты, достигаемого в силовой установке с использованием отработавшего пара, по сравнению с установкой с отоплением свежим паром, как мы называем установки с парообразованием отдельно для силовых и отдельно для нагревочных целей, необходимо принять во внимание, что в первых из них доставляемым в машину свежим паром не только развивается работа, но доставляется также количество теплоты, потребной для целей отопления. В установке с отоплением свежим паром последнее количество теплоты должно быть отдельно произведено. Но, с другой стороны, в чисто силовой машине, каковой вообще считается поршневая паровая машина и паровая турбина, расход пара бывает меньше, нежели в машине с противо-давлением. Таким образом, сбережение теплоты $E_{\text{в}}$ в еди-

вицах теплоты равно теплосодержанию использованного отработавшего пара, уменьшенному на излишек расхода теплоты машиной с противодавлением по сравнению с чисто силовой машиной.

Величина E_s , деленная на произведение из коэффициента полезного действия котла и трубопровода на теплотворную способность топлива, дает сбережение последнего.

Для сравнения обеих установок удобнее будет исходить из сбережения в расходе пара. В машине с противодавлением последний состоит из двух частей: из веса пара, расходуемого на производство работы, и из веса пара, расходуемого для целей отопления. Согласно вышесказанному, для развития 1 и. л. с. в машине требуется $1,03 \cdot 632,3 \cong 650$ кал. При механическом коэффициенте полезного действия $\eta_m = 0,89$, на 1 д. л. с. ч. требуется

$$\frac{650}{0,89} = 730 \text{ кал.}$$

Так как это число приблизительно соответствует теплосодержанию выпускаемого пара ныне обычно применяемых давлений и перегревов, то в круглых числах на 1 д. л. с. ч. требуется 1 кг пара, т. е. при расходе пара в D_g кг на 1 д. л. с. ч. в машине с противодавлением, 1 кг выпускаемого пара служит для образования работы¹⁾, между тем теплота остальных $(D_g - 1)$ кг пара содержится в нагревочном паре. Таким образом, при расходе нагревочного пара в $x D_g$ кг (где $x = 0,5$ при половинном и $x = 1$ при полном использовании отработавшего пара и т. д.) в этом паре содержится теплота $x(D_g - 1)$ кг свежего пара. В установке с отблением свежим паром последнее количество теплоты, согласно вышесказанному, должно быть доставлено D_k кг пара, помимо потребных на 1 д. л. с. ч. для чисто силовой машины. Поэтому сбережение расхода пара на каждую д. л. с. ч. составляет:

$$E_d = x(D_g - 1) - (D_g - D_k). \quad (169)$$

Для $x = 0$ будет:

$$E_d = -(D_g - D_k) \text{ кг;}$$

для $x = 1$ будет:

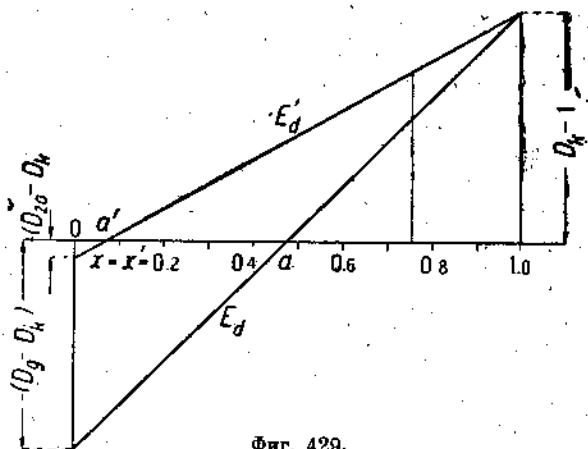
$$E_d = (D_k - 1) \text{ кг}$$

и сбережение прекращается (т. е. делается $E_d \cong 0$) при

$$x_a \cong \frac{D_g - D_k}{D_g - 1}. \quad (170)$$

В качестве графического изображения ур-ния (169) для данного D_g , т. е. для постоянного наполнения и постоянной мощности машины с противодавлением, получаются ординаты прямой E_d (фиг. 429), соответствующие значениям x как абсциссе. Эта прямая может быть начерчена по крайним ординатам (для $x = 0$ и $x = 1$) и в точке a пересечения с осью x -ов дает значение x_a ур-ния (170) для начала сбережения.

Если, напр., $D_k = 5,25$ кг (компаунд-машина с конденсацией) и $D_g = 9$ кг при противодавлении в 2 атм, то по ур-нию (169) или фиг. 429 при этих условиях получается $x_a = 0,47$, между тем как при противодавлении в 3 атм, $D_g = 11$ кг и $D_k = 5,25$ кг было бы $x_a = 0,575$, т. е. при принятии в расчет одного только расхода пара, или соответственно сбережения теплоты, машины с противодавлением при данных условиях предпочитают чисто силовой машине с конденсацией тогда, когда в первой количество нагревочного пара составляет 47% или соответ-



Фиг. 429.

¹⁾ Это относится не только к машине с противодавлением, но и ко всякой поршневой паровой машине.

ственно 57,5% располагаемого веса пара. Затем при сделанных предположениях и при допущении неизменного расхода пара машиной с противодавлением при всех нагрузках, мощность ее при полном использовании отработавшего пара может быть увеличена в $\frac{1}{x_0}$ раз, т. е. при вышеприведенных значениях в 2,13 и соответственно 1,74 раза раньше, нежели она делается менее экономичной, чем чистая силовая машина с особым отоплением свежим паром.

Для сравнения обеих установок в экономическом отношении, помимо сбережения пара или соответственно теплоты, необходимо еще принять в расчет те сбережения, которые при установках с машинами с противодавлением достигаются вследствие меньшей начальной стоимости установки (один котел вместо двух при образовании нагревочного пара в отдельном котле низкого давления, отсутствии конденсации, потребности в охлаждающей воде, а иногда в обратном охлаждении), более простого обслуживания, меньшей стоимости погашения и ухода. Они могут быть определены для каждого данного случая, а при некоторых обстоятельствах могут быть весьма значительны.

К производствам, в которых происходит использование отработавшего пара (помимо ниже рассматриваемого нами использования промежуточного или ресиверного пара), прежде всего относятся пивоваренные заводы, бумажные фабрики, сахарные и химические заводы, красильни, белильни и т. п., в которых отработавший пар, помимо отопления, применяется еще для варки, сушки, растворения и для приготовления теплой воды, а силовой пар, помимо других целей, применяется преимущественно для образования электрического тока, образования холода и т. п. целей. При отопительных установках отработавший пар непосредственно проводится в сеть отопления или же служит для нагревания воды для водяного отопления. Противо-давление в этих установках обыкновенно составляет от 1 до 3 *атм* и редко повышается до 6 *атм*. Оно должно быть по возможности ниже, так как с возрастанием противо-давления понижается экономичность использования отработавшего пара, и уменьшаются достигаемые им сбережения по сравнению с силовыми установками с отоплением свежим паром; нецелесообразно рассчитанные трубопроводы и поверхности нагрева, а также не безусловно необходимые вентили, фасонные части, преимущественно тройники в трубах отопления, часто бесполезно увеличивают противо-давление.

Что касается нагревательного действия, то отработавший и свежий пар одинаковы между собой, так как в большинстве случаев оба имеют приблизительно одинаковое теплосодержание, а в тех случаях, когда понижение давления в машине с противодавлением слишком велико, и теплосодержание отработавшего пара слишком низко, этот недостаток может быть покрыт путем более сильного перегрева впускаемого в машину пара. Вообще же с перегревом поступающего пара при машинах с противодавлением не идут дальше 300 до 350° Ц, так как при более сильных перегревах отработавший пар оказывается еще сильно перегретым и в качестве дурного проводника теплоты не так охотно применяется для целей отопления ¹⁾ и кроме того не так легко освобождается от содержания масла. Умеренный перегрев отработавшего пара, обыкновенно имеющий место при машинах с противодавлением и как раз достаточный для устранения потери теплоты от конденсации в паропроводах, во всяком случае желателен преимущественно при длинных трубопроводах.

Подобно поршневой паровой машине, паровая турбина также строится для работы с противодавлением. Но она состоит при работе с противодавлением лишь из ступеней высокого давления, где, в виду больших потерь от неплотности и от трения при большом давлении, она работает менее выгодно, т. е. хуже использует отработавший пар, нежели поршневая паровая машина с противодавлениями. Фиг. 430 дает для сравнения графическое изображение расхода пара паровой турбиной с противодавлением (кривая А) и поршневой паровой машиной с противодавлением (кривая В) мощностью по 1000 д. л. с. для различных противо-давлений по данным фирмы бр. Зульцер в Винтертуре; кривая С соответствует излишку расхода первого из них. Кроме того поршневая паровая машина вследствие постоянного ее регули-

¹⁾ См. примечание на стр. 16. *Прим. ред.*

рования по сравнению с групповым регулированием сопел в турбине с противодавлением менее чувствительна к колебаниям противодавления и расхода пара и приспосабливается к этим колебаниям без заметных изменений термодинамического коэффициента полезного действия. Поэтому для мощностей ниже 1000 л. с. почти всегда преимуществом является поршневая паровая машина с противодавлением. Обусловленная при этих машинах более высокая начальная стоимость благодаря более обширному зданию и более крупному фундаменту, а также излишний расход смазки погашается в течение нескольких лет понижением расхода пара. Свойственное всем паровым турбинам преимущество свободного от масла конденсата при применении турбины с противодавлением имеет значение лишь тогда, когда нагревочный пар должен поступать непосредственно в нагреваемую жидкость; в остальных случаях помощью применяемых в настоящее время маслоотделителей отработавший пар от поршневой паровой машины может быть вполне достаточно освобожден от масла ¹⁾).

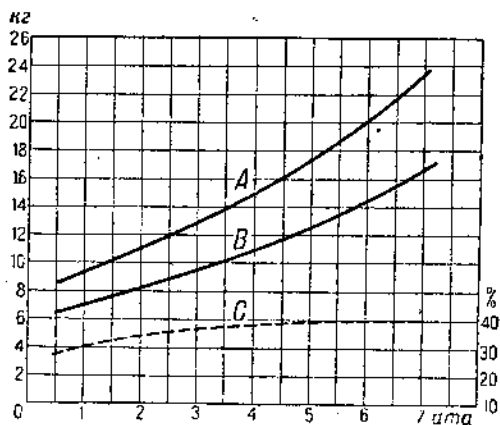
В производствах, в которых пар для целей отопления расходуется только временами, как, например, в тех случаях, где отработавший пар от работающих в течение круглого года машин применяется для отопления только в зимнее время, рекомендуется установить машины с противодавлением для переключения на работу с конденсацией. В противном случае достигаемые путем использования отработавшего пара сбережения могут быть аннулированы излишним расходом пара в период бездействия отопления, когда машина должна работать с выпуском в атмосферу.

Отработавший пар от машин с конденсацией редко применяется для целей отопления. Выполненные до сих пор установки этого рода применяют отработавший пар в установках отопления с температурами далеко ниже 100° Ц, или же в них нагретая до 60—70° Ц охлаждающая вода поверхностного конденсатора применяется для водяного отопления, или же, наконец, в них применяется воздух в виде охлаждающего средства ²⁾. Но в виду малой теплоемкости воздуха и небольшого коэффициента теплопередачи подобные воздушные конденсаторы требуют много места и больших охлаждающих поверхностей.

Большие количества отработавшего пара от поршневых паровых машин металлургических, горнозаводских и т. п. установок, в виду прерывистой работы этих машин, вообще не отводятся в конденсационные установки, а скопляются в паровых аккумуляторах и применяются для действия машин, работающих мятым паром. Для этой цели применяются только турбины для отработавшего пара, в виду выгодной работы подобных машин в областях низких давлений.

§ 167. Машины с противодавлением. Наивыгоднейшая работа этих машин получается тогда, когда отработавший пар по возможности целиком применяется для целей отопления и когда колебания расхода нагревочного пара и нагрузки машины бывают незначительны. В подобных случаях потери теплоты от излишнего отработавшего пара или от добавления свежего пара происходят только весьма редко. Точно так же редко происходят потери работы вследствие неполного расширения или образования петель при слишком высокой или слишком низкой нагрузке, когда конечное давление расширения лежит выше или ниже противодавления.

Фиг. 431 схематически изображает установку чистой машины с противодавлением: *K* — котел, *R* — экономайзер (подогреватель воды, обогреваемый дымовыми газами), *GM* — машина с противодавлением, *O* — маслоотделитель, *Hg* — отопление,



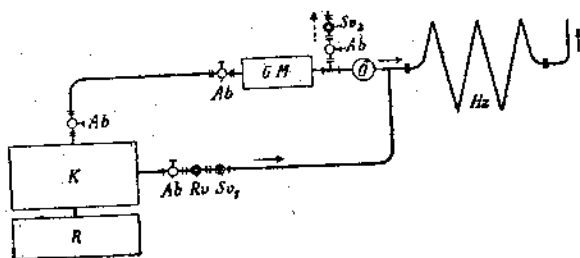
Фиг. 430.

¹⁾ Данные на фиг. 430 являются значительно устаревшими по отношению к паровой турбине: при мощности 1000 л. с. многоступенчатая турбина дает расход пара меньший, чем поршневая машина. Лишь при 500—600 л. с. машина может дать более высокий к. п. д., чем турбина. *Приж. ред.*

²⁾ См. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1910, стр. 244.

Ab — запорные вентили. Редукционный вентиль *Rv* и предохранительный клапан *Sv₁* пропускают редуцированный свежий пар в отопление в случае недостаточности отработавшего пара; предохранительный клапан *Sv₂* выпускает наружу излишний доставляемый машиной и не расходующийся отработавший пар.

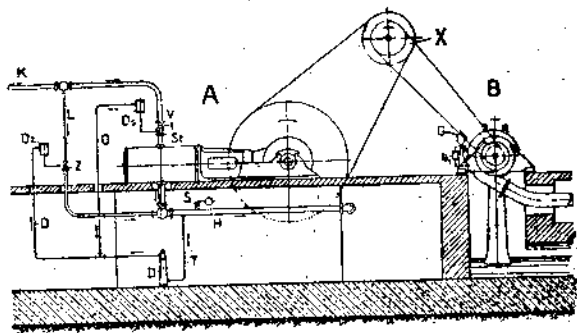
Регулирование машины с противодавлением касается или ее мощности, или расхода нагревочного пара. В первом случае применяются обыкновенные регуляторы скорости, и располагаемое количество нагревочного пара обуславливается нагрузкой машины. При слишком малом количестве отработавшего пара, вследствие понижения давления в трубах отопления, открывается добавочный вентиль *Sv₁* (фиг. 431), а при слишком большом количестве этого пара повышением давления



Фиг. 431.

открывается вентиль *Sv₂*. При втором способе регулирования применяется так называемый регулятор давления (см. § 171), в котором нагруженный пружиной поршень или наполненная ртутью соединительная трубка находится под давлением пара в сети отопления. Действие этого регулятора основано на том, что повышение давления в трубах отопления при слишком большом количестве отработавшего пара, или соответственно понижение давления при недостаточном притоке отработавшего пара вызывает перемещение поршня или ртутного заполнения трубки в ту или другую сторону, которое при помощи сервомотора или непосредственно производит изменение наполнения машины, или приводит в действие добавочный вентиль. Регулятор скорости служит только для того, чтобы при большом расходе отработавшего пара, но при недостаточно большой нагрузке, предупредить разбег машины, причем в этом случае также добавляется к отработавшему пару редуцированный свежий пар через вентиль *Sv₁*.

Появляющиеся в машинах с противодавлением при небольших наполнениях неудобство образования петли на диаграмме завод акц. о-ва Герлиц устраняет тем, что ставит выпускное распределение своих машин в зависимость от регулятора скорости впускного распределения, вследствие чего опережение выпуска постоянно происходит именно в тот момент, когда кривая расширения пересекает линию противодавления. Затем эта фирма строит одноцилиндровые машины, в которых одна сторона поршня работает с выпуском в атмосферу или соответственно с отдачей пара отоплению, а другая — с конденсацией, чем может быть достигнута лучшая приспособляемость к определенным условиям производства. Работаящая на выпуск сторона



Фиг. 432.

для регулирования расхода нагревочного пара находится под влиянием регулятора давления, а сторона, работающая с конденсацией, для регулирования расхода мощности находится под действием регулятора скорости.

Если помимо машины с противодавлением имеется в распоряжении еще и другой двигатель (одно- или многоцилиндровая паровая машина с конденсацией, паровая турбина, водяная турбина, дизель-мотор), то путем комбинирования обеих этих машин может быть достигнута весьма выгодная в экономическом отношении работа даже в таких установках, где отработавший пар не используется полностью без остатка или большей своей частью, или где расход нагревочного пара подвержен сильным колебаниям. На фиг. 432 схематически изображена подобная уста-

новка в исполнении фирмы бр. Зульцер в Винтертуре. *A* изображает машину с противодавлением, *B* — второй или вспомогательный двигатель; обе эти машины передают свою мощность трансмиссии *X*; *K* изображает трубопровод свежего пара, а *H* — трубопровод мятого пара для отопления. Для регулирования служит регулятор давления *D* (см. § 171), соединенный с трубопроводом для отопления помощью трубы *T*. При понижении давления в последнем трубопроводе, вследствие уменьшения количества отработавшего пара машины с противодавлением, поршень регулятора помощью сервомотора *D*, действующего на парораспределение машины с противодавлением, производит увеличение наполнения, и обусловленное им возрастание мощности этой машины автоматически увеличивает число оборотов трансмиссии и вспомогательной машины до тех пор, пока регулятор скорости *G* при помощи своего сервомотора *G*, не понизит мощности последней машины, а следовательно, число оборотов всей установки до нормальной величины. При слишком большом количестве отработавшего пара этот процесс происходит в обратном направлении. Только тогда, когда при наибольшей нагрузке машины с противодавлением количество отработавшего от нее пара еще недостаточно для отопления, поршень регулятора давления *D* при помощи второго сервомотора *D*, открывает добавочный вентиль *Z* в ответвлении *L* для свежего пара. Машина с противодавлением снабжается регулятором скорости, который при превышении по какой-либо причине (например разрыва ремня и т. п.) наибольшего допускаемого числа оборотов действует на парораспределение машины.

Машины с противодавлением почти всегда строятся в виде одноцилиндровых и в весьма редких только случаях — в виде компаунд-машин. Падение теплоты и температуры в виду противодавления достаточно мало для возможности их преобразования в машине с одноступенчатым расширением; кроме того одноцилиндровые машины требуют меньших начальных затрат и более простого обслуживания. Давление выпуска при больших противодавлениях достигает 18 ат¹).

Расчет машин с противодавлением производится, как и при обыкновенных одноцилиндровых машинах, причем давление выпуска p_2 принимается равным давлению нагревочного пара.

Расход пара зависит от давления выпуска и противодавления. Как и во всякой поршневой машине, он понижается с повышением давления выпуска и повышается с возрастанием противодавления. Последнее обстоятельство, между прочим, объясняется тем, что с возрастанием противодавления располагаемый тепловой напор $i_0 - i_2$,

Таблица для определения расхода пара $D_1 = \frac{27d_h}{P_1}$ в машинах с противо-
давлением.

Абс. проти- водавление P_2 атм =	Среднее индикаторное давление p_i в ат ²)												Расход пара d_h кг на 1 м ³ объема, описыв. поршнем			
	2				2,5				3,0							
	Наполн. с =	0,1	0,2	0,3	0,5	0,1	0,2	0,3	0,5	0,2	0,3	0,5	0,1	0,2	0,3	0,5
Абсолютное давление выпуска P_1 в атм	9,5	—	1,75	2,78	4,33	—	1,31	2,30	3,84	0,94	1,92	3,42	—	0,89	1,04	1,75
	10,5	—	2,18	3,34	5,05	—	1,78	2,88	4,62	1,40	2,52	4,21	—	0,79	1,18	1,97
	11,5	—	2,63	3,92	5,82	—	2,22	3,43	5,36	1,85	3,08	4,95	—	0,88	1,32	2,19
	12,5	1,28	3,08	4,50	6,56	—	2,66	4,05	6,10	2,32	3,83	5,69	0,48	0,96	1,45	2,41
	13,5	1,60	3,52	6,32	7,34	—	3,19	4,64	6,86	2,74	4,25	6,46	0,53	1,05	1,56	2,62
	14,5	1,90	3,96	5,68	—	1,60	3,56	5,23	7,62	3,18	4,82	7,22	0,57	1,13	1,68	2,81
	15,5	2,20	4,38	6,20	—	1,87	4,00	5,81	—	3,64	5,42	7,88	0,60	1,21	1,80	3,01
	16,0	2,36	4,58	6,45	—	2,00	4,22	6,10	—	3,87	5,72	8,40	0,62	1,24	1,85	3,09

Значения таблицы служат для выпускаемого пара температурой 300° Ц. вредного пространства в 7%, опережения выпуска в 10%, сжатия до $P_1 - 2$ ат и торможения во впускном вентиле в 2 ат.

¹⁾ В настоящее время имеются машины на 100—120 ат. Прим ред.

²⁾ При компаунд-машинах с отдачей пара из ресивера — давление в цилиндре высокого давления.

вместе с ним и термический коэффициент полезного действия совершенной машины (стр. 79) понижаются. Поэтому необходимо по возможности ограничить противодавление, как это было замечено выше.

Для вычисления предполагаемого расхода пара проектируемой машины здесь также служат приведенные в § 15 данные. Машиностроительный завод Аугсбург — Нюрнберг для определения расхода при данных условиях пользуется вышеприведенной таблицей. Для приблизительной оценки может также служить ур-ние (34) на стр. 84, причем для обыкновенных условий можно принимать термодинамический коэффициент полезного действия в 0,7 до 0,85.

§ 168. Использование ресиверного пара. В установках, употребляющих пар, помимо силовых целей, еще для отопления и других целей, улучшение экономического использования пара может быть достигнуто также путем использования пара из ресивера, подобно тому как это достигается путем использования отработавшего пара. Промежуточный пар обыкновенно заимствуется из ресивера компаунд-машины, в цилиндре высокого давления которой свежий пар, развивая внешнюю работу, расширяется до давления нагревочного пара в ресивере, и в цилиндре низкого давления которой незаимствованный из ресивера пар развивает дальнейшую работу.

Подобный отбор промежуточного пара имеет перед использованием отработавшего пара то преимущество, что при нем расход пара для работы и расход для отопления в значительной мере независимы один от другого, и колебания обоих этих расходов влияют на экономичность производства далеко в меньшей степени, нежели это имеет место в машинах с противодавлением. Если, например, в установке с использованием отработавшего пара расход пара для отопления понизился при неизменной нормальной мощности машины, то излишек доставляемый машиной отработавший пар должен выпускаться наружу, между тем как при машине с заимствованием ресиверного пара в подобном случае происходит увеличение наполнения цилиндра низкого давления при одновременном же уменьшении наполнения цилиндра высокого давления без изменения мощности машины. Если здесь, преимущественно при сильных колебаниях, может происходить образование петель на диаграмме цилиндра высокого давления, поскольку этому не препятствует парораспределение, и пар в цилиндре низкого давления работает менее выгодно, нежели в цилиндре высокого давления, то обусловленные этим тепловые потери значительно ниже, нежели в машине с противодавлением при тех же условиях. Возрастание расхода нагревочного пара при неизменной мощности в машинах с отдачей ресиверного пара может быть достигнуто путем увеличения наполнения в цилиндре высокого давления, связанного с соответствующим уменьшением наполнения в цилиндре низкого давления, причем происходящие потери вследствие несовершенного расширения в первом цилиндре экономически влияют далеко не в такой степени, как добавление свежего пара в отопление, требуемое при подобных обстоятельствах в машине с противодавлением. Тот же результат получится при изменении мощности машины при неизменном расходе нагревочного пара.

Сбережения расхода теплоты, достигаемые в установке с отбором ресиверного пара, по сравнению с установкам без подобного отбора и с непосредственным применением свежего пара для целей отопления, подобно тому, как мы это видели выше при применении отработавшего пара (см. стр. 390), равны теплосодержанию заимствованного ресиверного пара, уменьшенному на излишек расхода теплоты в машине с отбором ресиверного пара по сравнению с чисто силовой машиной, работающей при наиболее выгодных для развития мощности условиях. Такие условия имеют место, например, в компаунд-машине, где отношение цилиндров лучше сообразовано для этой цели.

Расход пара в машине с отдачей ресиверного пара при неизменном наполнении цилиндра высокого давления не остается постоянным, а повышается и понижается с количеством отбираемого пара. Чем оно больше, тем меньшее количество пара поступает в цилиндр низкого давления при неизменном наполнении цилиндра высокого давления, а следовательно, тем меньше бывает его мощность и общая мощность машины, и тем больше бывает расход пара на 1 л. с. ч. и обратно.

Поэтому при определении сбережения пара, достигаемого путем отбора ресиверного пара, для сравнения по Heilmann'у ¹⁾ берут расход пара D_{∞} в кг на 1 д. л. с. ч. для соответствующего наполнения при совершенно прекращенном отборе пара. Если тогда при заимствовании пара из ресивера из него отбирается $x' \cdot D_{\infty}$ кг нагревочного пара, то согласно вышесказанному (см. стр. 391) в заимствуемом паре содержится теплота $x'(D_{\infty} - 1)$ кг свежего пара. Это количество теплоты, уменьшенное на излишек расхода $D_{\infty} - D_k$ машиной с отдачей ресиверного пара по сравнению с чисто силовой машиной, должно быть израсходовано в установке без отбора ресиверного пара и отоплением свежим паром. Таким образом, сбережение пара на каждую д. л. с. ч. получается

$$E'_d = x'(D_{\infty} - 1) - (D_{\infty} - D_k). \quad (171)$$

Для $x' = 1$, когда машина с отдачей ресиверного пара работала бы, как машина с противодавлением — случай, никогда не могущий иметь места, так как поршень низкого давления постоянно омывается паром, и наполнение цилиндра низкого давления по меньшей мере должно развивать работу холостого хода, — сбережение составит, как и в машине с противодавлением:

$$E'_d = D_k - 1,$$

для $x = 0$, наоборот, получается

$$E'_d = -(D_{\infty} - D_k),$$

и сбережение пара совершенно прекращается (т. е. $E'_d \leq 0$) для

$$x'_0 = \frac{D_{\infty} - D_k}{D_{\infty} - 1}. \quad (172)$$

Построенная по этим данным для $D_{\infty} = 5,6$ и $D_k = 5,25$ кг на фиг. 429 (стр. 391) прямая E'_d своими ординатами, расположенными выше оси абсцисс, дает сбережение, достигаемое на каждую д. л. с. ч. в машине с отдачей ресиверного пара при давлении нагревочного пара в 2 *атм*. Точка пересечения a' этой прямой с осью абсцисс, подобно ур-нию (172), дает предельное значение $x'_0 = 0,076$. Таким образом, для количества отбираемого нагревочного пара, большего $x'_0 \cdot D_{\infty} = 0,076 \cdot 5,6 = 0,43$ кг на 1 д. л. с. при принятии в расчет только расхода пара и теплоты, машина с отдачей ресиверного пара будет работать экономичнее, нежели машина с конденсацией и непосредственным применением свежего пара из котла для целей отопления. При машине с противодавлением (точка пересечения a на фиг. 429) более экономичная работа при тех же условиях начиналась только при $x_0 = 0,47$, т. е. при расходе нагревочного пара $0,47 \cdot 9 = 4,23$ кг на д. л. с. ч.

Для сравнения машины с отдачей ресиверного пара с машиной с противодавлением по отношению их экономичности в расходе пара, необходимо отнести сбережение в обеих машинах к одинаковому расходу нагревочного пара. Обозначив этот расход на 1 д. л. с. ч. через D_k , находим при машине с противодавлением.

$$\text{для } x = 0 \quad \text{и} \quad D_k = 0 \quad \dots \dots E_d = -(D_g - D_k) \text{ кг}$$

$$\text{для } x = 1, \text{ т. е. для } D_k = D_g \quad \dots \dots E_d = (D_k - 1) \text{ кг},$$

при машине с отдачей ресиверного пара

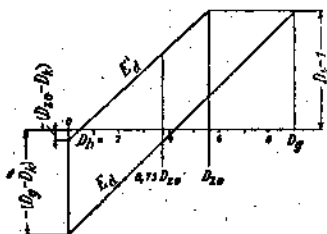
$$\text{для } x' = 0 \quad \text{и} \quad D_k = 0 \quad \dots \dots E'_d = -(D_{\infty} - D_k) \text{ кг}$$

$$\text{для } x' = 1, \text{ т. е. для } D_k = D_{\infty} \quad \dots \dots E'_d = (D_k - 1) \text{ кг}.$$

При помощи этих значений по фиг. 433 сбережения могут быть изображены в виде ординат двух прямых, абсциссами для которых служат соответствующие расходы нагревочного пара: $D_k = 1,2 \dots D_{\infty} \dots D_g$ кг. Отсюда видно, что сбережения в расходе пара в одинаковых выбранных условиях при использовании ресиверного пара получаются больше, нежели при использовании отработавшего пара $D_k = 0,75^\circ D$, использование отработавшего пара даже не даст никаких выгод по сравнению с установками без такового использования.

¹⁾ «Sparsame Warmewirtschaft», Н. 2.

Комбинированное использование ресиверного и отработавшего пара применяется только при весьма различных расходах теплоты. В этих случаях ресиверный пар покрывает расход нагревочного пара более высокого давления, между тем как отработавший пар (часто при уменьшенном разражении) служит для доставления тепловой воды или нагревания воздуха.



Фиг. 433.

Паровая турбина также может быть устроена для отбора пара. Это так называемая турбина с отбором пара, на тех же основаниях, которые выше (стр. 392) были приведены для машин с противодавлением, значительно уступает поршневым паровым машинам с отдачей ресиверного пара и предпочитается поршневым машинам только для мощностей выше 1000 л. с., а также в тех случаях, когда требуется непосредственное применение свободного от масла промежуточного пара¹⁾.

§ 169. Поршневые паровые машины с отбором ресиверного пара. В то время как при машине с противодавлением количество применяемого отработавшего пара зависит от мощности в каждый данный момент, в машине с отбором ресиверного пара мощность и заимствование нагревочного пара могут быть регулируемыми совершенно независимо друг от друга. Кроме того в последних, согласно сказанному нами на стр. 396, колебания потребности силы и нагревочного пара не имеют такого заметного влияния на экономичность производства, как в машине с противодавлением, в которой требуется возможно полное использование отработавшего пара. Поэтому машины с отбором ресиверного пара, главным образом, служат для таких производств, при которых происходящие колебания потребности нагревочного пара ни по времени, ни по величине не совпадают с изменениями потребности рабочего пара, или когда расход пара для силовых целей вообще превышает расход нагревочного пара. Соединение машины с противодавлением со вспомогательной машиной, дающее, согласно вышесказанному (стр. 394), большую экономичность, в подобных производствах применяется лишь тогда, когда вспомогательная машина имеется в наличии; для новых установок подобная комбинация обыкновенно требует более значительных начальных расходов.

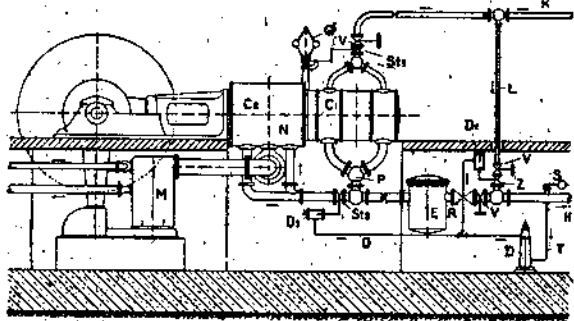
Компаунд-машина с конденсацией и с отдачей ресиверного пара по своему устройству отличается от подобной же машины без отдачи пара только отношением цилиндров и регулированием. Первое в этих машинах большей частью меньше, нежели при чисто силовых машинах, и соответственно обычному перевесу количества расходуемого нагревочного пара соразмеряется таким образом, чтобы цилиндр низкого давления, при большом заимствовании пара, не работал со слишком малым наполнением и связанными с ним большими потерями работы. Это отношение в настоящее время делается большей частью 1:2 до 1:1,5, а при сильном отборе пара даже 1:1,5 до 1:1,2, и только в тех случаях, когда заимствование пара незначительно и происходит временами, это отношение выбирается таким же, как и для чисто силовых машин, которые по отношению расхода пара оказываются выгоднее, нежели машины с отдачей ресиверного пара и с небольшим отношением цилиндров, при отсутствии заимствования пара.

Регулирование машины с отбором ресиверного пара производится у цилиндра низкого давления помощью регулятора давления (см. § 171), а у цилиндра высокого давления — помощью регулятора скорости. Первый из них при изменении расхода нагревочного пара прежде всего производит увеличение или уменьшение наполнения цилиндра низкого давления, и сопряженное с этим возрастание или убывание числа оборотов затем вынуждает регулятор скорости произвести увеличение или уменьшение наполнения цилиндра высокого давления до восстановления прежней мощности машины; при хорошем регулировании этот процесс происходит в течение нескольких секунд. При изменении расхода энергии регулирование производится в обратном направлении; здесь сперва регулятор скорости изменяет наполнение цилиндра высокого давления, и связанное с этим изменение в отдаче нагревочного пара, при помощи регулятора давления, действует на наполнение ци-

¹⁾ См. прим. на стр. 393. *Прим. ред.*

цилиндра низкого давления до тех пор, пока отдача нагревочного пара опять покрывает расход.

На фиг. 434 изображено устройство подобного регулирования в исполнении фирмы бр. Зульцер в Винтертуре. K изображает трубопровод свежего пара; C_1 — цилиндр высокого, C_{II} — цилиндр низкого давления. Заимствованный из ресивера P пар проходит через маслоотдатель E и обратный клапан R в трубопровод отопления H , который при помощи тонкой трубы T соединен с регулятором давления D . От D идет труба O к действующему на парораспределение низкого давления St_{II} сервомотору D_s , а от O кроме того ответвляется труба ко второму сервомотору D_s , который открывает клапан свежего пара на ответвлении L трубопровода свежего пара K , как только расход нагревочного пара превышает количество отдаваемого при наибольшей мощности пара — случай, который, конечно, при работе должен быть по возможности предупрежден. V изображает главные стопорные вентили, S — предохранительный клапан, G — действующий на парораспределение St_1 цилиндра высокого давления регулятор скорости, N — конденсатор, M — воздушный насос.



Фиг. 434.

При расчете компаунд-машин с отбором ресиверного пара определяют среднее индикаторное давление p'_1 в цилиндре высокого давления, как и для машины с противодавлением, в которой пар при нормальной мощности машины N расширяется до давления ресивера или соответственно до давления нагревочного пара, и среднее индикаторное давление p'_2 в цилиндре низкого давления, как при одноцилиндровой машине с конденсацией с начальным давлением, равным давлению нагревочного пара, уменьшенному на потерю давления при впуске. При выбранном, согласно стр. 398 и соответственно стр. 55, отношении цилиндров $\frac{v}{V}$, при средней скорости поршня c_m и механическом коэффициенте полезного действия η_m , полезная площадь поршня низкого давления получается из ур-ния:

$$O = \frac{75N}{\left(\frac{v}{V} p'_1 + p'_2\right) \cdot c_m \cdot \eta_m} \quad (173)$$

Площадь цилиндра высокого давления должна быть меньше в отношении цилиндров.

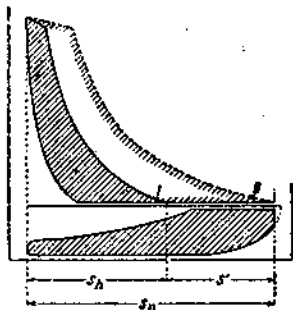
Расход пара у машин с отбором ресиверного пара очень быстро возрастает с повышением давления нагревочного пара. Чем выше давление в ресивере, тем больше, при прочих равных условиях, бывает падение теплоты и температуры в цилиндре низкого давления, тем выгоднее бывает работа пара в нем.

Для приблизительного вычисления расхода пара вновь проектируемой машины здесь также может служить таблица, приведенная на стр. 395, или ур-ние (34) на стр. 84, причем термодинамический коэффициент полезного действия для цилиндров высокого давления принимается $\eta_{th} = 0,75$ до $0,85$, а для цилиндра низкого давления $\eta_{th} = 0,5$ до $0,65$ (нижние значения для сильного отбора пара). Состояние пара в ресивере приблизительно определяется, если на диаграмме IS (фиг. 60, стр. 79) сделать вычисленное по ур-нию (168), стр. 390, теплосодержание этого пара i_s равным отрезку ab и через точку b провести горизонтальную прямую. Она определяет на линии давления ресивера точку c , для которой относительное количество пара x вместе с удельным объемом v_s сухого насыщенного пара дает нам уд. объем и соответственно уд. вес ресиверного пара

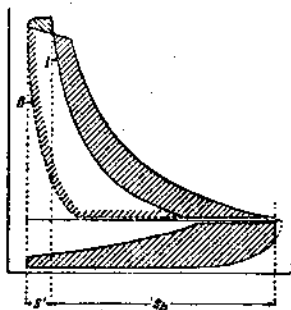
$$v = x \cdot v_s \quad \text{и} \quad \gamma = \frac{1}{v}$$

Одноцилиндровые машины с отбором промежуточного пара строят машиностроительный завод Тиссен и К° в Мюльгейме по проекту I. Missong¹⁾. Одна сторона цилиндра в этих машинах служит ступенью высокого давления, а другая — ступенью низкого давления, и отношение обеих ступеней сообразовывается с промежуточным отбором пара путем соответствующего изменения действительного объема высокого давления. Это может быть произведено двояким путем.

Во-первых, тем, что опережение выпуска со стороны высокого давления убывает и возрастает с его наполнением. Точка I на фиг. 435, которая избирается таким образом, чтобы было предупреждено образование петли на диаграмме, соответствует, напр., началу опережения выпуска при отсутствии отбора промежуточного пара. Отношение объемов тогда составляет $s_h : s_n$, и в течение мертвого хода s' поршень отсасывает только пар из ресивера, чтобы при обратном ходе опять вытолкнуть его из цилиндра. С возрастанием наполнения опережение выпуска начинается позже, так что в точке II объем высокого давления от s_h увеличивается почти до значения s_n .



Фиг. 435.



Фиг. 436.

По второму способу, примененному в машине Миссонг, рабочий объем высокого давления достигается путем изменения сжатия и опережения впуска. Последнее, напр., при отсутствии отбора пара, начинается в точке I фиг. 436, причем s_h изображает рабочий, а s' — нерабочий объем высокого давления. С возрастающим отбором пара и наполнением s_h , как и в предыдущем случае,

возрастает, а s' — убывает. Регулятор давления при этом переставляет сжатие и опережение впуска, а также и наполнение части высокого давления таким образом, что последнее с возрастанием сжатия уменьшается; одновременно же увеличивается также опережение выпуска для предупреждения образования петли на диаграмме. Регулятор скорости переставляет распределение части низкого давления и приспособливает ее наполнение к требуемой мощности.

Вследствие равенства площадей поршня в машине Миссонг давление на поршень со стороны высокого давления всегда больше, нежели со стороны низкого давления, даже в период хода выпуска из первой. Вследствие этого давление поршня постоянно направлено в одну сторону, чем избегается перемена давления в механизме. С одной стороны последний нагружается полным давлением впуска и, подобно маховику, должен быть тяжелее, нежели при нормальной компаунд-машине. Если работа в течение продолжительного времени должна происходить без отбора нагревательного пара, то после небольшой перестановки распределения машина может работать, как нормальная одноцилиндровая машина с приблизительно двойной мощностью.

§ 170. Пример расчета компаунд-машины с отбором ресиверного пара.

Определить размеры тандем-компаунд машины с конденсацией и отдачей промежуточного пара, если машина должна нормально развивать мощность в 750 л. с.; определить также количество пара давлением 3 *атм*, какое может быть заимствовано от нее при этой мощности. Пар до поступления в машину имеет давление $p_0 = 13,5$ *атм* и температуру 300° Ц.

Если для цилиндра высокого давления примем давление впуска $p_1 = 13,4$ *атм*, начальное давление расширения $p_2 = 12$, конечное давление $p_3 = 3,1$ *атм*, то имеем

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{12}{3,1} \approx 3,87.$$

¹⁾ C. Pfeilerer, Eine Einzylindermaschine mit Zwischendampfentnahme Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, стр. 2030.

По табл. 1, на стр. 30, для $n = 1,15$ сюда относятся значения:

$$\varepsilon = \frac{e+m}{1+m} = 0,31 \text{ и } \varepsilon^{n-1} = \left(\frac{e+m}{1+m} \right)^{n-1} = 0,84,$$

которые при коэффициенте вредного пространства $m = 0,08$ дают

$$e + m = 1,08 \cdot 0,31 = 0,335,$$

а следовательно, наполнение

$$e = 0,335 - 0,08 \cong 0,25.$$

Для

$$\beta = \frac{p_0}{p_1} = \frac{12}{13,4} \cong 0,9 \text{ и } \alpha = 0,95$$

по ур-нию (7), стр. 29, получается коэффициент

$$f_1 = 0,95 \cdot 0,25 + 0,9 \frac{0,335}{0,15} (1 - 0,84) = 0,558.$$

Давление выпуска p_2 из цилиндра высокого давления равно давлению ресивера и нагревочного пара в 3 ат. Если сжатие доводится до $p_c = 10$ ата, то

$$\frac{p_c}{p_2} = \frac{10}{3} = 3,33,$$

и по табл. 2, на стр. 30, для $n = 1,2$ получается:

$$\varepsilon_c = \frac{e_c + m}{m} = 2,72; \quad \varepsilon_c^{n-1} = \left(\frac{e_c + m}{m} \right)^{n-1} = 1,32,$$

а следовательно,

$$e_c + m = 0,08 \cdot 2,72 \cong 0,22; \quad e_c = 0,22 - 0,08 = 0,14,$$

а также по ур-нию (8), стр. 29, получается:

$$f_2 = 1 - 0,14 + \frac{0,22}{0,2} (1,22 - 1) = 1,1.$$

При этих значениях f_1 и f_2 , согласно ур-нию (5), стр. 27, среднее индикаторное давление в цилиндре высокого давления при коэффициенте надежности 0,98 получается

$$p_i' = 0,98 (0,558 \cdot 13,4 - 1,1 \cdot 3) \cong 4,09 \text{ ат.}$$

Для цилиндра низкого давления давление впуска примем $p_1 = 2,9$, а начальное давление расширения $p_0 = 2,4$ ата. Если в этом цилиндре пар должен расширяться до $p_c = 0,8$ ата, то по ур-нию (6'), стр. 28, при коэффициенте вредного пространства $m = 0,11$ значение e должно составлять

$$e = 1,11 \frac{0,8}{2,4} - 0,11 = 0,26.$$

Отсюда и при

$$\beta = \frac{2,4}{2,9} = 0,83 \text{ и } \alpha = 0,93$$

по ур-нию (6), стр. 28, определяется:

$$f_1 = 0,93 \cdot 0,26 + 0,83 \cdot 0,37 \ln \frac{1,11}{0,36} \cong 0,58.$$

При начальном и конечном давлении сжатия в 0,2 и соответственно 0,8 ат, сообразно с

$$\frac{p_c}{p_2} = \frac{0,8}{0,2} = 4,$$

по таблице 2, стр. 30, для $n = 1,1$ получается:

$$\varepsilon_c = \frac{e_c + m}{m} = 3,526; \quad \varepsilon_c^{n-1} = 1,134;$$

$$e_c + m = 0,39; \quad e_c = 0,28,$$

и по ур-нию (8), стр. 29, находим

$$f_2 = 1 - 0,28 + \frac{0,39}{0,1} 0,134 = 1,24.$$

Таким образом, индикаторное давление в цилиндре низкого давления по ур-нию (5), стр. 27, при коэффициенте надежности в 0,98 и противодавления $p_2 = 0,15$ ат, получается:

$$p'' = 0,98 (0,58 \cdot 2,9 - 1,24 \cdot 0,15) = 1,47 \text{ ат.}$$

Для возможности определения полезных площадей поршней и диаметров цилиндров машины необходимо выбрать отношение цилиндров по данным, приведенным на стр. 398, а также скорость поршня. Если решаются, руководствуясь подобными устройствами, на отношение $\frac{V}{v} = 1,8$ и на скорость $4,8$ м/сек, то по ур-нию (173), стр. 399, требуемая полезная площадь поршня цилиндра низкого давления составит:

$$O = \frac{75 \cdot 750}{\left(\frac{4,09}{1,8} + 1,47\right) 4,8} = 3140 \text{ см}^2,$$

а с добавлением 2,5% получается

$$\pi \frac{D^2}{4} = \frac{1,025 \cdot 3140}{10000} \cong 3220 \text{ см}^2,$$

откуда диаметр цилиндра составляет $D = 0,641$ или около 0,64 м. При выбранном отношении цилиндров полезная площадь поршня цилиндра высокого давления составит

$$o = \frac{3220}{1,8} \cong 1800 \text{ см}^2,$$

а диаметр его $d = 0,48$ м. При $n = 160$ оборотов в минуту ход машины должен быть

$$S = \frac{30 \cdot 4,8}{160} = 0,9 \text{ м.}$$

Из всей мощности $N_i = 750$ л. с. на цилиндр низкого давления приходится

$$N'' = \frac{3140 \cdot 1,47 \cdot 4,8}{75} = 300 \text{ л. с.,}$$

а на цилиндр высокого давления

$$N'_i = 750 - 300 = 450 \text{ л. с.}$$

Теоретический перепад теплоты в цилиндре высокого давления (с 13,5 на 3 атм) по диаграмме IS составляет $i_0 - i_2 = 79$ кал/кг, а в цилиндре низкого давления (с 3 до 0,15 атм) $i_0 - i_2 = 109$ кал/кг¹⁾. Принимая для приблизительного определения расхода пара, по приведенным на стр. 399 данным термодинамический коэффициент полезного действия для первого цилиндра $\eta_{th} = 0,825$, а для последнего $\eta_{th} = 0,6$, находим по ур-нию (34), стр. 84, расход пара в цилиндре высокого давления

$$D'_i = \frac{632,3}{79 \cdot 0,825} = 9,7 \text{ кг на 1 л. с. ч.,}$$

а следовательно, весь расход составит

$$D'_i \cdot N'_i = 9,7 \cdot 450 = 4365 \text{ кг/ч,}$$

¹⁾ Предполагая сухой насыщенный пар в ресивере.

а для цилиндра низкого давления получается также

$$D_i'' = \frac{632,3}{109 \cdot 0,6} = 9,7 \text{ кг на 1 н. л. с. ч.},$$

и соответственно

$$D_i'' \cdot N_i'' = 9,7 \cdot 300 = 2910 \text{ кг/ч.}$$

Таким образом, при нормальной мощности и принятом наполнении цилиндра высокого давления из ресивера можно заимствовать в час приблизительно

$$4365 - 2910 \cong 1450 \text{ кг пара давлением 3 ага.}$$

Для приблизительного определения наибольшего отбора пара при нормальной мощности машины примем наименьшее наполнение цилиндра низкого давления в 2%. Для него получается:

$$e + m = 0,02 + 0,11 = 0,13; \frac{e + m}{1 + m} = \frac{0,13}{0,11} = 0,118,$$

а следовательно, конечное давление расширения, при начальном давлении опять в 2,4 ага, составляет

$$p_e = 2,4 \cdot 0,118 = 0,283 \text{ ага.}$$

Затем по ур-нию (6), стр. 28, при прежних значениях α и β получается:

$$f_1 = 0,93 \cdot 0,02 + 0,83 \cdot 0,13 \ln \frac{1,11}{0,13} = 0,25,$$

и при $f_2 = 1,24$, как и прежде, по ур-нию (5), стр. 27, находим

$$p_i'' = 0,98 (0,25 \cdot 2,9 - 1,24 \cdot 0,15) \cong 0,53 \text{ ат.}$$

Отсюда наименьшая мощность цилиндра низкого давления получается:

$$N_i'' = \frac{0,53 \cdot 3140 \cdot 4,8}{75} \cong 110 \text{ л. с.},$$

так что для достижения нормальной мощности для цилиндра высокого давления остается

$$N_i' = 750 - 110 = 640 \text{ л. с.}$$

Для этой мощности наполнение цилиндра высокого давления должно составлять приблизительно 40%.

Принимая термодинамические коэффициенты полезного действия обоих цилиндров при этом распределении мощностей соответственно в $\eta_{th} = 0,775$ и 0,55, находим расход пара в цилиндре высокого давления

$$D_i' = \frac{632,3}{79 \cdot 0,775} = 10,3 \text{ кг на 1 н. л. с. ч.}$$

или всего

$$D_i' \cdot N_i' = 10,3 \cdot 640 = 6592 \text{ кг,}$$

а для цилиндра низкого давления

$$D_i'' = \frac{632,3}{109 \cdot 0,55} = 10,6 \text{ кг}$$

или всего

$$D_i'' \cdot N_i'' = 10,6 \cdot 110 = 1166 \text{ кг,}$$

и отбор пара мог бы быть повышен до

$$6592 - 1166 \cong 5430 \text{ кг/ч.}$$

Теплосодержание свежего пара давлением 13,5 ага и температурой 300°Ц по диаграмме 18 составляет $i_0 = 729,5 \text{ кал/кг}$, а теплосодержание отбираемого пара по ур-нию (168), стр. 390, составляет приблизительно

$$i_a = i_0 - \frac{650}{D_i'} = 729,5 - \frac{650}{10,3} = 666,5 \text{ кал/кг.}$$

Таким образом, утилизируемое для целей отопления количество теплоты в час составляет:

$$i_a \cdot 5430 = 666,5 \cdot 5430 \cong 3\,619\,000 \text{ кал.}$$

При установке с отоплением свежим паром это количество теплоты, по стр. 396, должно было бы быть доставлено отдельно; но, с другой стороны, при подобной установке расход теплоты чисто силовой машины с более выгодным для мощности отношением цилиндров бывает меньше. Принимая установку с силовой машиной-компаунд с конденсацией и расходом пара в 4,75 кг на 1 и. л. с. ч., находим расход теплоты этой машиной

$$i_o \cdot 4,75 \cdot 750 = 729,5 \cdot 4,75 \cdot 750 \cong 2\,600\,000 \text{ кал.}$$

между тем как в машине с отбором промежуточного пара этот расход составляет

$$i_o \cdot D'_1 \cdot N'_1 = 729,5 \cdot 6592 \cong 4\,809\,000 \text{ кал.}$$

Сбережение теплоты в последней по сравнению с чисто силовой машиной и отоплением свежим паром при принятом нами отборе пара составит приблизительно

$$E_w = 3\,619\,000 - (4\,809\,000 - 2\,600\,000) \cong 1\,410\,000 \text{ кал.}$$

или

$$\frac{1410000}{3619000 - 2600000} \cdot 100 = 22,7\%$$

количество теплоты, какое расходовалось бы при отдельной работе. Оно соответствует сбережению пара

$$\frac{1410000}{729,5 \cdot 750} = 2,58 \text{ кг на 1 и. л. с. ч.}$$

Для происходящего при степени наполнения цилиндра высокого давления в 0,25 отбора пара в количестве 1450 кг таким же образом при $D'_1 = 9,7$ кг и $N'_1 = 450$ л. с. получится сбережение теплоты

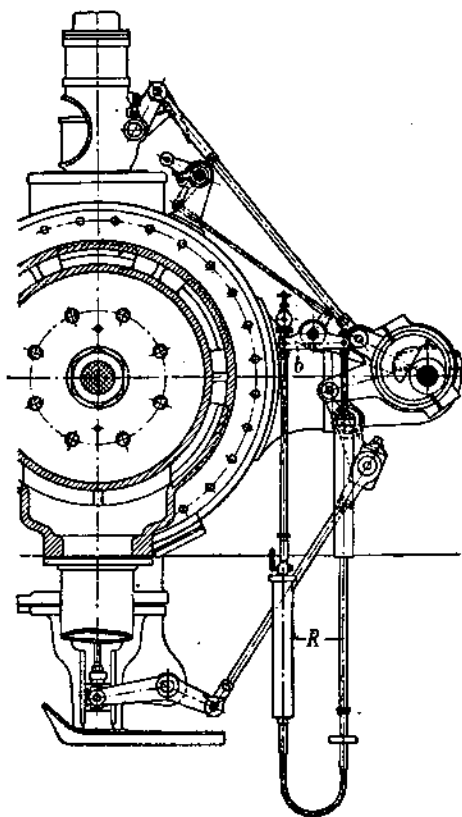
$$E_w \cong 353\,400 \text{ кал или около } 10\%,$$

а сбережение пара составит около 0,65 кг на 1 и. л. с. ч.

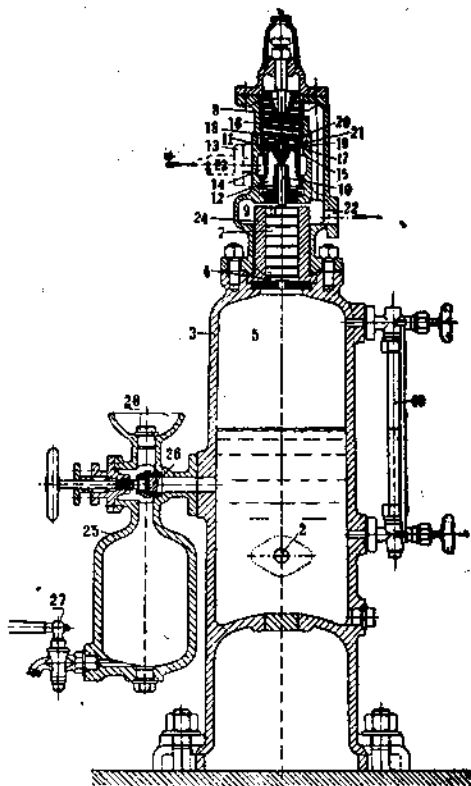
§ 171. Регуляторы давления. Для поддержания постоянного давления отработавшего или промежуточного пара и предупреждения таким образом колебаний давления в трубах отопления как машины с противодавлением, так и компаунд-машины с отбором промежуточного пара в настоящее время почти всегда снабжаются регулятором давления. Его задача состоит в соответственном соразмерении количества доставляемого машине свежего пара с потребным в каждый данный момент количеством нагревочного пара. Как уже замечено выше на стр. 394, он при использовании отработавшего пара действует на парораспределение машины с противодавлением, причем мощность ее должна всегда соответствовать потребности в отработавшем паре. При машинах с промежуточным отводом пара, согласно сказанному на стр. 398, он сперва действует на парораспределение цилиндра низкого давления и затем при посредстве регулятора скорости действует также на распределение цилиндра высокого давления. В случае надобности, а именно когда потребное количество нагревочного пара превышает соответствующее наибольшей мощности машины количество отработавшего или отводимого пара, регулятор давления может также действовать на добавочный вентиль.

На фиг. 437 показан простой регулятор давления с ртутным наполнением конструкции Саксонского машиностроительного завода б. Гартман в Хемнице. Он состоит, главным образом, из двух подвешенных к коромыслу b и заполненных ртутью сообщающихся между собой труб R , из которых одна соединена с трубопроводом отопления. Коромысло сидит на валу, связанном с расцепным валом расцепного парораспределения (см. стр. 221). Способ действия регулятора основан на том, что вызываемое каждым усилением или ослаблением отбора отработавшего или промежуточного пара небольшое изменение давления влияет на распределение веса ртути в трубках, вызывая вращательное движение коромысла с его валом до тех

пор, пока вследствие соответствующего увеличения или уменьшения наполнения цилиндра опять устанавливается равновесие между ним и необходимым количеством нагревочного пара.



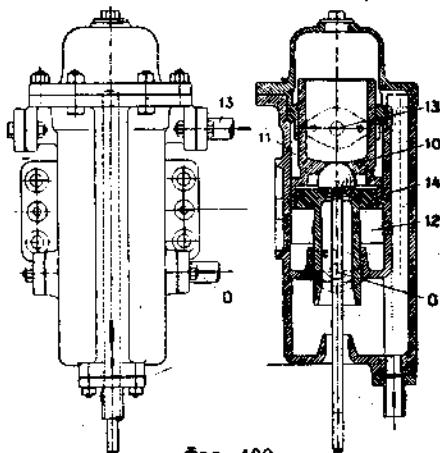
Фиг. 437.



Фиг. 438.

Более обширным распространением в настоящее время пользуются регуляторы давления с масляной передачей. На фиг. 438 и 439 показана конструкция подобного регулятора, выполняемого заводом бр. Зульцер в Винтертуре. Он состоит из приемника давления D (фиг. 432 и 433, стр. 394 и 397) и одного или нескольких сервомоторов $D_s, D_{s'}$, соединенных с ним помощью соответствующих труб O .

Приемник 3 (фиг. 438), присоединенный к трубопроводу отопления посредством снабженной водяным мешком трубы 2 (T на фиг. 432 и 434), в пространстве 5 снизу заполнен водой, а сверху — маслом, уровень которого, в случае необходимости, путем пополнения через воронку 28 может быть поддержан на видной в водомерном стекле метке. Находящееся под давлением нагревочного пара масло действует на нагруженный пружинный поршень 7, шток 10 которого несет на себе золотник 11, перемещаемый перед устьем трубы 23 (труба O на фиг. 432 и 434). Пропускаемое золотником масло поступает в пространство 9 и стекает по присоединенной при 22 трубке.



Фиг. 439.

Сервомоторы (фиг. 439) снабжены дифференциальным поршнем 10, шток которого внизу действует на парораспределение машины или на добавочный вентиль.

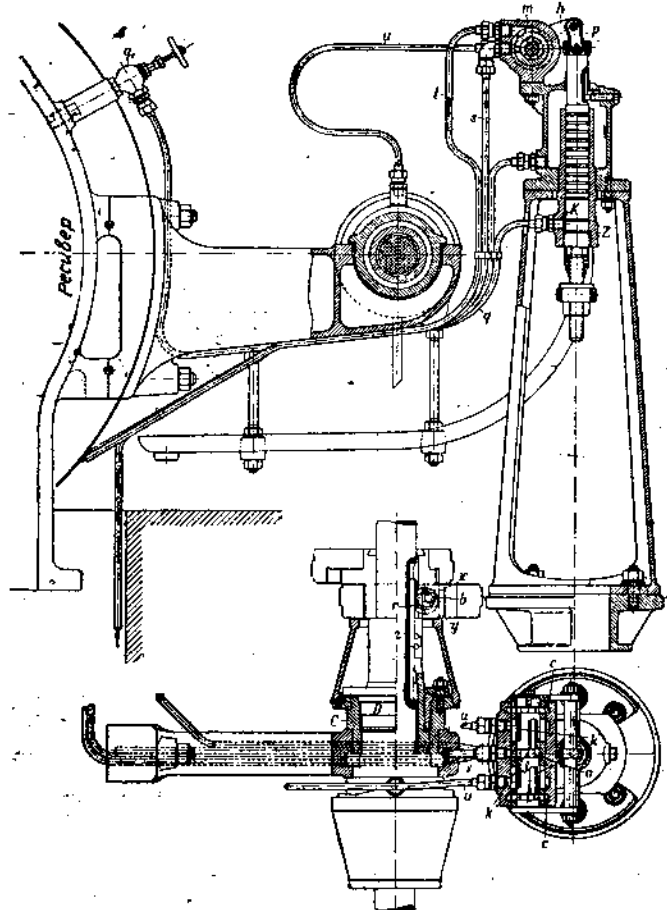
В кольцевое пространство 11 над дифференциальным поршнем масло под давлением 1 ат притекает по трубе 13 из смазочного или другого насоса, причем небольшая часть по желобу 14 поступает из пространства 11 в пространство 12, откуда оно по трубе 0 притекает в приемник.

Если, напр., вследствие малого притока пара давление в отоплении, а также и в пространстве 5 (фиг. 438) приемника понижается, то опускается поршень 7, а вместе с ним и золотник (или задвижка 11). Выходящее из камеры 14 масло этим сильнее тормозится, и давление в 23 и соответственно в 0, а также в пространстве 12 (фиг. 439) повышается. Поршень 10 сервомотора подымается, переставляя парорас-

пределение машины на большее наполнение. При повышении давления отопления происходит обратный процесс, так что в конце концов наступает состояние равновесия, при котором давление отопления остается постоянным.

У компаунд-машин с отбором промежуточного пара машиностроительный завод Аугсбург-Нюрнберг применяет изображенный на фиг. 440 регулятор давления. Он действует на Лентцовское парораспределение цилиндра низкого давления и перемещает выпускной эксцентрик по его кулисному камню (фиг. 2, табл. 14).

Приемник давления и здесь состоит из нагруженного пружиной поршня К, цилиндр Z которого находится в сообщении с ресивером посредством трубы q со включенным в ней дроссельным краном q₁. Происходящее при изменении отбора пара движение этого поршня при посредстве шарнирного плеча p и рычага h передается поворотному золотнику S сервомотора, цилиндр C



Фиг. 440.

которого расположен между двумя подшипниками распределительного вала, и цилиндр D которого вращается вместе с ним. Затем цилиндр C посредством двух труб u сообщается с камерой поворотного золотника S. Нагнетаемое зубчаточесным насосом масло по трубке s поступает в выемку a золотника, между тем как использованное масло из обоих пространств с может стекать по каналу m и трубке t. Наконец, золотник снабжен двумя каналами k и k', из коих канал k сообщается со средним углублением a, а канал k' — с одним из пространств C.

Когда при изменении потребности нагревательного пара поршень К перемещается вверх или вниз, то он устанавливает золотник S так, что свежее напорное масло из трубки s и углубления a по одному из обоих каналов k и соответствующей трубе u поступает по одну сторону поршня сервомотора D, а масло с другой стороны поршня по другой трубке u и соответствующему каналу k' поступает в соответствующее пространство C, из которого оно может стекать по каналу m и трубке t. Связанное с этим перемещение поршня D по направлению длины распределительного

вала при помощи зубчатых реек z передается шестерням r , вращающимся в неподвижно заклиненных эксцентриковых камнях y и при помощи эксцентрических цапф b захватывающим кулисные камни (или ползуны) x . Так как последние скользят в вырезах эксцентриковых дисков, то вращательное движение шестерен преобразовывается в поступательное движение этих дисков, в свою очередь имеющее своим последствием изменение наполнения.

По инструкции фирмы при работе необходимо наблюдать за тем, чтобы паровой поршень K сильно спускался и подымался не при каждом ходе машины; соединительный трубопровод q с ресивером, наоборот, должен быть торможён настолько, чтобы поршень перемещался только на 3 до 5 мм. Затем давление масла у зубчатого колеса насоса должно быть установлено не слишком низко, так как в первом случае парораспределение вследствие обратного давления установится на наименьшее наполнение. С другой стороны, слишком высокое давление производит перерегулирование. Наиболее целесообразно давление масла в 1 атм. Наконец, применяемое масло не должно быть слишком жидко; слишком жидкое масло рационально смешать с некоторым количеством цилиндрического масла.

ПРИЛОЖЕНИЕ.

1. Таблица насыщенного водяного пара давлением от 0,1 до 20 ата.

Давление ата (кг/см ²)	Температура		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтальпия	
	°Ц	абсолютная °	объем пара м ³ /кг	вес пара кг/м ³	жидко- сти кал/кг	пара кал/кг	полная кал/кг	внут- ренняя кал/кг	наруж- ная кал/кг	жидко- сти	пара
0,01	6,7	279,7	131,41	0,007609	6,7	597,9	591,2	560,4	30,77	0,0242	2,1374
0,02	17,3	290,3	68,126	0,01468	17,3	602,9	585,5	553,6	31,91	0,0616	2,0783
0,03	23,9	296,9	46,461	0,02153	23,9	606,0	582,0	549,4	32,64	0,0841	2,0448
0,04	28,8	301,8	35,887	0,02826	28,8	608,3	579,4	546,3	33,15	0,1004	2,0202
0,05	32,7	305,7	28,682	0,03489	32,7	610,1	577,4	543,9	33,58	0,1132	2,0023
0,06	36,0	309,0	24,140	0,04142	36,0	611,6	575,6	541,7	33,92	0,1240	1,9868
0,07	38,8	311,8	20,888	0,04787	38,9	612,9	574,1	539,8	34,24	0,1331	1,9745
0,08	41,3	314,3	18,408	0,05432	41,4	614,1	572,7	538,2	34,49	0,1411	1,9631
0,09	43,5	316,5	16,483	0,06067	43,6	615,0	571,4	536,7	34,74	0,1480	1,9538
0,10	45,6	318,6	14,920	0,06703	45,7	616,0	570,4	535,4	34,94	0,1546	1,9449
0,12	49,2	322,2	12,568	0,07956	49,3	617,7	568,4	533,1	35,32	0,1659	1,9300
0,15	53,7	326,7	10,190	0,09814	53,8	619,7	565,9	530,1	35,79	0,1799	1,9121
0,20	59,8	332,8	7,777	0,12858	59,9	622,4	562,6	526,1	36,42	0,1984	1,8890
0,25	64,6	337,6	6,307	0,1586	64,8	624,6	559,8	522,9	36,92	0,2129	1,8711
0,30	68,7	341,7	5,316	0,1881	68,9	626,4	557,5	520,2	37,34	0,2252	1,8566
0,35	72,3	345,3	4,600	0,2174	72,5	628,0	555,5	517,8	37,70	0,2356	1,8444
0,40	75,5	348,5	4,060	0,2463	75,7	629,4	553,7	515,3	38,02	0,2448	1,8336
0,50	80,9	353,9	3,2940	0,3036	81,2	631,7	550,5	512,0	38,56	0,2604	1,8159
0,60	85,5	358,5	2,7770	0,3601	85,8	633,7	547,8	508,8	39,01	0,2734	1,8015
0,70	89,5	362,5	2,4010	0,4160	89,9	635,3	545,5	506,1	39,39	0,2846	1,7895
0,80	93,0	366,0	2,1216	0,4713	93,5	636,8	543,3	503,6	39,73	0,2944	1,7789
0,90	96,2	369,2	1,9003	0,5262	96,7	638,1	541,4	501,4	40,03	0,3032	1,7698
1,00	99,1	372,1	1,7220	0,5807	99,6	639,3	539,7	499,4	40,30	0,3111	1,7615

Давление атмос. (кг/см ²)	Температура		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтальпия	
	°Ц	абсолютная °	объем пара м ³ /кг	вес пара кг/м ³	жидкости кал/кг	пара кал/кг	полная кал/кг	внутренняя кал/кг	наружная кал/кг	жидкости	пара
1,1	101,8	374,8	1,5751	0,6349	102,3	640,7	538,1	497,5	40,55	0,3183	1,7541
1,2	104,2	377,2	1,4521	0,6887	104,8	641,3	536,5	495,7	40,78	0,3200	1,7473
1,4	108,7	381,7	1,2071	0,7955	109,4	643,1	533,7	492,6	41,18	0,3370	1,7352
1,6	112,7	385,7	1,1096	0,9013	113,4	644,7	531,2	489,7	41,54	0,3475	1,7248
1,8	116,3	389,3	0,9939	1,0062	117,1	646,0	528,9	487,1	41,85	0,3569	1,7156
2,0	119,6	392,6	0,9006	1,1104	120,4	647,2	526,8	484,7	42,14	0,3655	1,7077
2,5	126,7	399,7	0,7310	1,3680	127,7	649,9	522,2	479,4	42,74	0,3839	1,6903
3,0	132,8	405,8	0,6163	1,6224	133,9	652,0	518,1	474,9	43,23	0,3993	1,6760
3,5	138,1	411,1	0,5335	1,8743	139,4	653,8	514,5	470,8	43,65	0,4125	1,6640
4,0	142,8	415,8	0,4708	2,1239	144,2	655,4	511,2	467,2	44,01	0,4242	1,6537
4,5	147,1	420,1	0,4217	2,3716	148,6	656,8	508,2	463,9	44,33	0,4347	1,6445
5,0	151,0	424,0	0,3820	2,6177	152,6	658,1	505,5	460,8	44,61	0,4442	1,6363
5,5	154,6	427,6	0,3494	2,8624	156,3	659,2	502,9	458,0	44,87	0,4529	1,6290
6,0	157,9	430,9	0,3220	3,1058	159,8	660,2	500,4	455,3	45,10	0,4609	1,6221
6,5	161,1	434,1	0,2987	3,3481	163,0	661,1	498,1	452,8	45,32	0,4683	1,6158
7,0	164,0	437,0	0,2786	3,5891	169,1	662,0	495,9	450,4	45,51	0,4753	1,6101
7,5	166,8	439,8	0,2611	3,8294	168,9	662,8	493,9	448,2	45,67	0,4819	1,6048
8,0	169,5	442,5	0,2458	4,0683	171,7	663,5	491,8	446,0	45,86	0,4881	1,5997
8,5	172,0	445,0	0,2322	4,3072	174,3	664,2	489,9	443,9	46,02	0,4939	1,5949
9,0	174,4	447,4	0,2200	4,5448	176,8	664,9	488,1	441,9	46,17	0,4995	1,5905
9,5	176,7	449,7	0,2091	4,7819	179,2	665,5	486,3	440,0	46,30	0,5048	1,5863
10,0	178,9	451,9	0,1993	5,018	181,5	666,1	484,6	438,2	46,43	0,5099	1,5822
11,0	183,1	456,1	0,1822	5,489	185,8	667,1	481,3	434,6	46,67	0,5194	1,5748
12,0	186,9	459,9	0,1678	5,960	189,9	668,1	478,2	431,3	46,88	0,5282	1,5678
13,0	190,6	463,6	0,15565	6,425	193,7	668,9	475,3	428,2	47,08	0,5364	1,5616
14,0	194,0	467,0	0,14515	6,889	197,3	669,7	472,5	425,2	47,26	0,5440	1,5557
15,0	197,2	470,2	0,13601	7,352	200,7	670,5	469,8	422,4	47,43	0,5513	1,5504
16,0	200,3	473,3	0,12797	7,814	203,9	671,2	467,3	419,7	47,58	0,5581	1,5452
18,0	206,1	479,1	0,11450	8,734	210,0	672,4	462,4	414,6	47,85	0,5707	1,5359
20,0	211,3	484,3	0,10365	9,648	215,5	673,4	457,9	409,8	48,08	0,5821	1,5274

2. Таблица насыщенного водяного пара от 0 до 75° Ц.

Температура °Ц	Давление		Удельный		Теплодер- жание		Теплота парообразо- вания			Энтронпия	
	кг/см²	мм	объем пара м³/кг	вес пара кг/м³	жидко- сти кал/кг	пара кал/кг	полная кал/кг	внут- ренняя кал/кг	наруж- ная кал/кг	жидко- сти	пара
0	0,0063	4,60	204,97	0,00488	0	-594,7	594,7	564,7	30,02	0,0000	2,1789
5	0,0089	6,53	146,93	0,00681	5,0	567,1	592,1	561,5	30,56	0,0182	2,1479
10	0,0125	9,17	106,62	0,00938	10,0	599,4	589,4	558,3	31,11	0,0360	2,1188
15	0,0173	12,70	78,23	0,01278	15,0	601,8	586,8	551,1	31,65	0,0535	2,0909
20	0,0236	17,40	58,15	0,01720	20,0	604,1	584,1	551,9	32,19	0,0707	2,0643
25	0,0320	23,6	43,667	0,02290	25,0	606,5	581,5	548,7	32,74	0,0877	2,0389
30	0,0428	31,5	33,132	0,03018	30,0	608,8	578,8	545,5	33,28	0,1044	2,0146
35	0,0569	41,8	25,393	0,03938	35,0	611,1	576,1	542,3	33,81	0,1208	1,9912
40	0,0747	54,9	19,650	0,05089	40,1	613,5	573,4	539,1	34,34	0,1369	1,9688
45	0,0971	71,4	15,346	0,06516	45,1	615,8	570,7	535,8	34,88	0,1528	1,9474
50	0,125	92,0	12,091	0,08271	50,1	618,0	567,9	532,5	35,41	0,1685	1,9268
55	0,160	117,5	9,607	0,10409	55,1	620,3	565,2	529,3	35,93	0,1839	1,9070
60	0,202	148,8	7,695	0,12995	60,1	622,6	562,4	526,0	36,45	0,1991	1,8880
65	0,254	186,9	6,211	0,16100	65,2	624,8	559,6	522,7	36,96	0,2141	1,8697
70	0,317	233,1	5,050	0,19800	70,2	627,0	556,8	519,3	37,47	0,2289	1,8522
75	0,392	289,5	4,135	0,2418	75,3	629,2	553,9	516,0	37,97	0,2435	1,8352

3. Таблица перегретого водяного пара давлением от 6 до 25 ата.

Давление ата кг/см²	Температура насыщения °Ц	Перегретый водяной пар								
		250° Ц			300° Ц			350° Ц		
		Удельный		Теплосодер- жание	Удельный		Теплосодер- жание	Удельный		Теплосодер- жание
		объем	вес		объем	вес		объем	вес	
		м³/кг	кг/м³	кал/кг	м³/кг	кг/м³	кал/кг	м³/кг	кг/м³	кал/кг
6	157,9	0,402	2,487	708,9	0,469	2,132	734,1	—	—	—
7	164,0	0,344	2,907	708,0	0,380	2,632	733,5	—	—	—
8	169,5	0,300	3,333	707,2	0,331	3,021	732,9	—	—	—
9	174,4	0,266	3,759	706,3	0,294	3,401	732,3	—	—	—
10	178,9	0,238	4,202	705,5	0,264	3,788	731,6	—	—	—
11	183,1	0,216	4,630	704,6	0,240	4,167	731,0	0,262	3,817	756,6
12	186,9	0,197	5,076	703,8	0,219	4,566	730,4	0,240	4,167	756,2
13	190,6	0,182	5,494	702,9	0,202	4,951	729,8	0,221	4,525	755,7
14	194,0	0,168	5,952	702,1	0,187	5,348	729,2	0,205	4,878	755,2
15	197,2	0,156	6,410	701,2	0,174	5,747	728,5	0,191	5,236	754,8
16	200,3	0,146	6,849	700,4	0,163	6,135	727,9	0,179	5,587	754,3
17	203,2	0,137	7,299	699,5	0,153	6,536	727,3	0,168	5,952	753,9
19	208,7	0,122	8,197	697,8	0,136	7,353	726,1	0,150	6,667	752,9
21	213,9	0,109	9,174	696,1	0,123	8,130	724,8	0,136	7,353	752,0
23	218,6	0,099	10,101	694,4	0,112	8,929	723,6	0,124	8,065	751,1
25	223,0	0,091	10,989	692,7	0,102	9,804	722,3	0,113	8,850	750,2

4. Таблица средних теплоемкостей перегретого водяного пара при постоянном давлении ¹⁾).

Температура пара	Давление и температура насыщения										
	1 99,1	2 119,6	4 142,9	6 158,1	8 169,6	10 179,1	12 187,1	14 194,2	16 200,5	18 206,2	20 <i>атм</i> 211,4° Ц
t_s	0,487	0,501	0,528	0,555	0,584	0,613	0,642	0,671	0,699	0,729	0,760
120° Ц	0,483	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	0,480	0,496	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	0,478	0,491	0,521	—	—	—	—	—	—	—	—
180	0,476	0,488	0,515	0,544	0,576	—	—	—	—	—	—
200	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,590	0,623	0,660	—	—	—
220	0,475	0,485	0,505	0,526	0,548	0,572	0,599	0,629	0,661	0,697	0,738
240	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631	0,660	0,694
260	0,474	0,483	0,499	0,514	0,530	0,548	0,567	0,588	0,610	0,634	0,660
280	0,474	0,482	0,497	0,510	0,525	0,540	0,556	0,575	0,594	0,615	0,637
300	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582	0,600	0,619
320	0,475	0,482	0,495	0,505	0,517	0,530	0,543	0,558	0,572	0,589	0,606
340	0,476	0,482	0,494	0,504	0,515	0,527	0,548	0,552	0,565	0,580	0,596
360	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560	0,574	0,587
380	0,478	0,483	0,494	0,503	0,512	0,522	0,533	0,545	0,556	0,568	0,580

¹ По Кноблауху и Виакауву.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
Глава первая.	
Одноцилиндровые машины.	
§§	
1. Распределение пара и индикаторная диаграмма	7
2. Впуск пара и наполнение	10
3. Расширение	11
4. Опережение выпуска и выпуск	—
5. Сжатие остаточного пара	12
6. Опережение впуска пара	14
7. Обмен теплоты между паром и стенками цилиндра	—
8. Паровая рубашка и перегревание пара	16
9. Прямоточная машина	18
10. Расчет одноцилиндровых машин	20
11. Построение индикаторной диаграммы для проектируемой одноцилиндровой машины	23
✓12. Построение кривых расширения и сжатия	25
13. Вычисление среднего индикаторного давления для одноцилиндровой машины без помощи диаграммы	27
14. Примеры для расчета одноцилиндровых машин	31
15. Расход пара, теплоты и угля одноцилиндровых машин	34
16. Примеры вычисления расхода пара и теплоты в одноцилиндровых машинах	37
Глава вторая.	
Многоцилиндровые машины.	
§§	
17. Сдвоенные машины	38
18. Сравнение машин одноступенчатого и многоступенчатого расширения	39
19. Преимущества и недостатки машин многоступенчатого расширения	41
20. Паровая рубашка и перегревание пара в машинах многоступенчатого расширения	42
21. Падение давления в машинах многоступенчатого расширения	43
22. Регулирование и пределы наполнения в машинах многоступенчатого расширения	44
23. Размеры ресивера	45
24. Отношение цилиндров	—
25. Парораспределение и пример построения диаграммы двухцилиндровой машины с кривошипами под 0 и 180°	46
26. Парораспределение и пример проектирования двухцилиндровой машины с кривошипами под углом 90°	50
27. Парораспределение и построение диаграмм в трехцилиндровых машинах	52
1. Три кривошипа под 120°	52
2. Два кривошипа под 90°	54
28. Расчет многоцилиндровых машин	55
29. Пример для расчета многоцилиндровых машин	57
30. Расход пара, теплоты и угля многоцилиндровыми машинами	58
Глава третья.	
Исследование поршневых паровых машин.	
§§	
31. Индикатор	60
32. Испытание и установка индикатора	63
33. Снятие индикаторных диаграмм и неточности их	64
34. Исследование индикаторных диаграмм	65
35. Равнизирование индикаторных диаграмм многоцилиндровых машин	69
36. Определение индикаторной мощности	70

37. Определение действительной или эффективной мощности и механической степени полезного действия	71
38. Определение расхода пара и теплоты	75
39. Сравнительные процессы в поршневых паровых машинах	76
1. Процесс по Клаузиусу-Ренгину	—
2. Процесс Общества германских инженеров	81
40. Коэффициенты полезного действия поршневых паровых машин	83

Глава четвертая.

Условия движения, распределение сил и действие масс в поршневых машинах.

§§	
41. Вычисление описываемого поршнем пути	85
42. Графическое определение пути поршня	86
1. Дуговая диаграмма Шерха	—
2. Способ Брякса	87
43. Кривые путей поршня и диаграммы объемов	—
44. Скорость поршня	88
45. Ускорение поршня	90
46. Распределение давлений в поршневых паровых машинах	91
47. Диаграмма набитов давления пара, равнодействующих горизонтальных давлений и касательных усилий	93
48. Плавность хода и удары в поршневых паровых машинах	97
1. Удары в палфах кривошипа и крейцкопфа	—
2. Удары в направляющих линейках	100
3. Удары в переднем коренном подшипнике	—
49. Плавность хода и уравнивание масс в поршневых паровых машинах	—
50. Равномерность хода поршневых паровых машин	103
51. Вычисление веса махового колеса	105
52. Примеры вычисления веса махового колеса	107

Глава пятая.

Парораспределения.

§§	
53. Подразделение парораспределений. Общие точки зрения о применении того или иного парораспределения	110
54. Распределительные каналы и паропроводы	112

А. Парораспределения плоскими и поршневыми золотниками с постоянным наполнением.

§§	
55. Подразделение и применение	113
56. Простой коробчатый и поршневой золотники. Размеры золотникового зеркала	—
57. Установка простых золотников	115
58. Парораспределение простым золотником	117
59. Золотниковая диаграмма Цейнера	119
60. Золотниковая диаграмма Мюллера	122
61. Золотниковый эллипс	124
62. Проектирование обыкновенных золотников	125
63. Пример проектирования простого золотника	126
64. Простые золотники с внутренним впуском и золотники с отрицательной внутренней перекрышей	129
65. Золотник Трика	131
66. Примеры проектирования золотника Трика	133
67. Золотник Вейса	137
68. Паровой поршень в качестве выпускного золотника	138
69. Выполнение плоских золотников	139
70. Выполнение поршневых золотников	140
71. Система тяг плоских и поршневых золотников	141
72. Пример расчета системы золотниковых тяг	144

В. Парораспределение плоскими и поршневыми золотниками для переменного наполнения.

§§	
73. Подразделение и применение	142
74. Парораспределения одним золотником с плоским регулятором	140
75. Пример выполненного парораспределения одним золотником с плоским регулятором	156
76. Относительное движение и относительный золотниковый круг двойных золотников	155

77. Изменение наполнения, наибольшее и наименьшее наполнения при двойных золотниковых парораспределениях с непостоянным расширительным эксцентриком	155
78. Двойные золотниковые парораспределения с распределением внутри впуском пара	157
79. Площадь впуска, кривые открытия и закрытия каналов при двойных золотниковых парораспределениях	—
80. Парораспределение Мейера	160
81. Парораспределение Мейера с разделенными проходными каналами	162
82. Пример проектирования парораспределения Мейера	164
83. Устройство золотника и тяг мейеровского парораспределения	166
~~84. Парораспределение Ритера~~	~~168~~
85. Примеры проектирования ридеровского парораспределения	172
86. Устройство золотников и тяг ридеровских парораспределений	174
87. Парораспределение Гургуера	176
88. Парораспределения двойными золотниками с переставляемым расширительным эксцентриком	177
89. Двухмерные парораспределения по Дарфелю	179

С. Клапанные парораспределения.

§§	
90. Устройство, подразделение и применение	181
91. Выполнение и конструкция клапанов	182
92. Пример определения размеров клапанов	188
93. Силы, действующие на клапан	190
94. Диаграммы подъема клапана	191
95. Клапанные пружины	—
96. Пример расчета клапанных пружин	193
97. Клапанные стойки, тяги, рычаги и другие распределительные части	194

а. Принудительные клапанные парораспределения с постоянным наполнением.

§§	
98. Применение и подразделение	195
99. Передача движения помощью кулачных шайб	196
100. Передача движения помощью эксцентриков	198
101. Качающиеся рычаги	199
102. Качающиеся кулаки	201

б. Принудительные впускные клапанные парораспределения с переменным наполнением.

§§	
103. Подразделение, применение, преимущества и недостатки	207
104. Принудительные клапанные парораспределения с переставляемыми передаточными частями	—
105. Парораспределение Виндмана	209
106. Парораспределение Радовановича	212
107. Принудительное парораспределение Кольмана	214
108. Принудительные клапанные парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами	216
109. Пример выполненного клапанного распределения с плоским регулятором и качающимися кулаками	220

в. Расцепные впускные клапанные парораспределения с переменным наполнением.

§§	
110. Подразделение, применение, преимущества и недостатки	221
111. Расцепное парораспределение Кольмана	—
112. Распределение Нейгауз-Гохвальда и Крафтольда	226
113. Парораспределение Зульцера	229

г. Принудительные крановые (поворотно-золотниковые) парораспределения Корлисса.

§§	
114. Устройство и применение	231
115. Выполнение и конструкция поворотных золотников	232
116. Условия движения, диаграмма и проектирование крановых парораспределений с поворотными золотниками	238
117. Пример проектирования принудительного парораспределения поворотными золотниками	237

Глава шестая.

Регуляторы скорости.

§§

118. Цель и подразделение регуляторов скорости	239
119. Общие условия равновесия, степень неравномерности и нечувствительности регуляторов	240
120. Энергия, перестанавливающая сила и работоспособность регуляторов	243
121. Колебание регуляторов	244
122. Астатические, статические и псевдоастатические регуляторы	245
123. Оценка регуляторов по характеристикам (кривым O) Толле	246
124. Установка и передача движения регуляторам	247

А. Муфтовые регуляторы.

а. Грузовые регуляторы.

§§

125. Недостатки и подразделения	248
126. Регуляторы Портера, Уэлта и Клея	—
127. Регуляторы Пралла, Штейнле и Гартунга	249

б. Пружинные регуляторы.

§§

128. Преимущества, подразделение, расчет пружин	255
129. Пружинные регуляторы с продольными пружинами	—
1. Регулятор Тренка в Эрфурте. Пример	—
2. Регулятор Бейера и К ^о в Эрфурте	259
130. Пружинные регуляторы с поперечными пружинами	260
1. Регулятор Гартунг, Кун и К ^о в Дюссельдорфе. Пример	—
2. Регулятор Толле Саксонского машиностроительного завода б. Гартман в Хемнице	264

В. Плоские регуляторы.

§§

131. Преимущества и недостатки, подразделение и оценка	266
132. Обыкновенные маятниковые плоские регуляторы	—
133. Оценка и расчет обыкновенных маятниковых плоских регуляторов	269
134. Примеры для расчета обыкновенных маятниковых плоских регуляторов	272
135. Обыкновенные плоские регуляторы с радиально направленным вращающимся грузом	274
136. Инерционные регуляторы	275
137. Перестановка числа оборотов в плоских регуляторах	279
1. Перестановка числа и путем изменения одной только силы пружины	—
2. Перестановка числа и путем изменения значения $\alpha \frac{x}{f}$	280

Глава седьмая.

Конденсация.

§§

138. Польза конденсации	282
139. Типы и главные части конденсации	283
140. Параллельный ток и противоток при конденсации смещением	284
141. Расчет конденсации смещением	286
1. Расход охлаждающей воды	—
2. Количество откачиваемого воздуха	287
3. Потребная работа	—
4. Трубопроводы	288
142. Конденсация смещением с параллельными токами и мокрым воздушным насосом	289
143. Мокровоздушные насосы с всасывающими клапанами	291
144. Мокровоздушные насосы с всасывающими щелями	297
145. Примеры расчета мокровоздушного насоса с всасывающими щелями	301
146. Конденсация смещением с противотоками и сухим воздушным насосом	305
147. Сухие воздушные насосы	306
148. Пример выполненной конденсации смещением с противотоками	308
149. Поверхностная конденсация	310
150. Расчет поверхностной конденсации	314
151. Обратное охлаждение теплой воды	315

Глава восьмая.

Общее устройство и главные части поршневых паровых машин.

§§	319
152. Горизонтальное и вертикальное устройство машин	321
153. Устройство одноцилиндровых машин	323
154. Устройство многоцилиндровых машин	326
155. Станки машины и коренные подшипники	334
156. Паровые цилиндры	343
157. Средняя соединительная часть (фонарь) машин-тандем	345
158. Паровые поршни	—
1. Поршневые набивочные кольца	350
2. Тело поршня	351
159. Поршневые штоки. Пример	353
160. Сальники	354
1. Сальники с мягкой набивкой	356
2. Сальники с металлической набивкой	359
3. Безнабивочные сальники	360
161. Крейцкопфы. Пример	—
1. Цапфа крейцкопфа	361
2. Тело крейцкопфа	364
3. Подшумы (башмаки) крейцкопфа	365
162. Шатуны	366
1. Стержень (тело) шатуна	—
2. Головки шатунов	373
163. Концевые кривошипы. Пример	—
1. Цапфа кривошипа	375
2. Плечо кривошипа	377
164. Коренные валы. Пример	—
1. Простой коренной вал с одним концевым кривошипом	380
2. Простой коренной вал с двумя концевыми кривошипами	381
3. Одноколенчатый коренной вал	383
4. Многоколенчатый коренной вал	—
165. Маховики	—

Глава девятая.

Поршневая паровая машина с использованием отработавшего и промежуточного (ресиверного) пара.

§§	389
166. Использование отработавшего пара	393
167. Машины с противодавлением	396
168. Использование ресиверного пара	398
169. Поршневые паровые машины с отбором ресиверного пара	400
170. Пример расчета компаунд-машины с отбором ресиверного пара	404
171. Регуляторы давления	—

Приложение.

1. Таблица насыщенного водяного пара давлением от 0,1 до 20 ата	408
2. Таблица насыщенного водяного пара давлением от 0 до 75° Ц	410
3. Таблица перегретого водяного пара от 6 до 25 ата	—
4. Таблица средних теплоемкостей перегретого водяного пара при постоянном давлении	411

Сдано в набор 8 февраля 1932 г.
Поступило к печати 21 июня 1932 г.
Формат бумаги 72 × 110.
Количество бумажных листов 13 и атлас.
Количество печатных знаков в бум. листе 150464.
Инд. 3Т-30-5-2.

Ответственный редактор С. М. Лосев.
Технический редактор А. К. Виноградов.