

621, 521

Г 51

Н. М. ГИРШБЕРГ - апр 1957 /

Д Е П

621.4

Г 51

621.61

621.43

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

ВОЗДУШНЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

46031

189.8.108

189.8.108

МОСКОВСКАЯ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР



Библиографическое описание
этого издания помещено в
„Летописи Укр. печати“ „Кар-
точном реперт.“ и других изда-
вателях Укр. Книж. Палаты.

45—5—2

Ответственный редактор *Ш. А. Бунин*
Литредактор *И. Б. Гордон*
Техоформление *И. Б. Гордон*
Корректор *Н. Трохименко*

Типография Государственного научно-технического издательства Украины
Киев, ул. Воровского, 42.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Транспорт, связь, механизация трудовых процессов требуют применения первичных двигателей, в особенности двигателей внутреннего сгорания. То, что в таких областях, как авиация, автомобилизм, судоходство, мелкая электрификация и т. п., двигатели внутреннего сгорания имеют решающее значение, — свидетельствует о том, какую роль они играют для народного хозяйства СССР.

Для работы ряда двигателей внутреннего сгорания (с наддувом, двухтактные, высотные и др.) необходимы воздушные насосы, осуществляющие или улучшающие очистку и зарядку цилиндров двигателей воздухом. Чрезвычайно важны для работы двигателей внутреннего сгорания также пусковые воздушные компрессоры, позволяющие механизировать процесс пуска в ход; компрессоры, поставляющие сжатый воздух для распыла горючего, и т. п.

Короче говоря, в двигателях внутреннего сгорания механизмы для сжатия воздуха (воздушные насосы, воздуходувки или компрессоры) являются органически необходимыми или весьма важными вспомогательными частями.

Этими соображениями определяется значение в народном хозяйстве нашего Союза рассматриваемых в настоящей книге воздушных насосов для двигателей внутреннего сгорания. Очевидно, что создание рациональных конструкций этих насосов для нас так же важно, как и создание рациональных конструкций самих двигателей.

До последнего времени вопросу о воздушных насосах рассматриваемого здесь типа у нас не уделялось должного внимания. Достаточно указать хотя бы на то, что созданием нагнетателей для авиационных моторов у нас занялись вплотную лишь несколько лет тому назад, а агрегатов судового или стационарного типа для наддува двигателей внутреннего сгорания в производстве наших заводов нет и до настоящего времени.

Поэтому мне представилось целесообразным собрать, систематизировать и критически разработать весь тот материал, который имеется о воздушных насосах для двигателей внутреннего сгорания в нашей и заграничной литературе, дополнив его в части материала, неосвещенного в литературе.

Настоящая книга и должна дать основные сведения о различного типа воздушных насосах (условия эксплуатации, методы расчета главнейших характеризующих насос величин, описание конструкции и наиболее интересных деталей), применяемых для двигателей внутреннего сгорания.

Потребность в книге с таким содержанием, хотя бы, например, для специализирующихся по двигателям внутреннего сгорания в наших вузах (где читается специальный курс по этому вопросу), несомненно, имеется, между тем подобных курсов (во всяком случае на русском языке), насколько мне известно, нет. Имеющийся почти во всех учебниках по двигателям внутреннего сгорания материал о компрессорах и продувочных насосах, безусловно, недостаточен, а в общих курсах по воздушным насосам (Остертаг, Киртон, Поликовский и др.) уделяется недостаточно внимания некоторым вопросам, имеющим существенное значение для насосов двигателей внутреннего сгорания. К числу таких вопросов относятся, например, вопрос о получающих в последнее время все большее

распространение в двигателях внутреннего сгорания ротативных воздушных насосах, конструктивное оформление воздушных насосов для таких двигателей и др.

Материал, относящийся к расчетам на прочность, изложен здесь таким образом, чтобы читатель мог получить представление о действующих в изучаемом механизме силах. Сами расчеты на прочность, за небольшим исключением (при наличии каких-либо специфических особенностей), опущены, так как эти вопросы достаточно полно разобраны в большинстве курсов по деталям машин (например, расчет кривошипно-шатунного механизма, цилиндров, валов, роторов и т. п.). Включение этих расчетов в настоящую книгу чрезмерно увеличило бы объем ее, не давая в то же время ничего существенного сравнительно с такими курсами по деталям машин, как Ретшера, Баха, Боборыкова и др.

В настоящее время имеются уже достаточно обстоятельные труды по вопросу о современных, отличных от классической, теориях работы центробежных машин. В предлагаемой книге содержатся указания на основные положения этих теорий (раздел „Неточность классической теории центробежных машин“), однако расчеты проведены на основе укоренившихся в практике методов (по эмпирическим коэффициентам), так как новая методика расчетов не имеет еще твердо выработанных, проверенных длительным практическим опытом коэффициентов и является пока предметом научно-исследовательских работ. В связи с этим я и не счел нужным приводить в данной книге, являющейся отчасти учебным пособием, расчеты по этим новым методам.

Необходимо отметить, что для обозначения любых механизмов, служащих для сжатия воздуха, здесь принят один термин — воздушный насос (Luftpumpe) — вместо нечетко разграничивающих, но распространенных на практике терминов: компрессор, воздуходувка, турбокомпрессор, турбовоздуходувка и т. д. Кстати, в области двигателей внутреннего сгорания для ряда таких механизмов общепринятым и является название „насос“ (например: продувочный насос, наддувочный насос).

От такой замены названий суть дела нисколько не страдает, между тем общий термин в ряде случаев облегчает изложение.

При составлении настоящей книги мной был использован ряд литературных материалов, список которых прилагается.

• Н. Гиришберг.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

В воздушных насосах происходит изменение энергии, содержащейся в воздухе, связанное с повышением давления и уменьшением объема его. В соответствии с характером изменения энергии воздуха насосы делятся на две группы:

- 1) насосы, работающие по принципу изменения потенциальной энергии воздуха, и
- 2) насосы, работающие по принципу изменения, в основном, кинетической энергии воздуха.

К первой группе относятся воздушные, так называемые объемные насосы, вытесняющие воздух из соответствующего сосуда. Это—поршневые машины, в которых поршни могут двигаться как возвратно-поступательно, так и вращательно. В последнем случае насосы называются ротативными (или с вращающимися поршнями). Ко второй группе относятся воздушные насосы, увеличивающие скорость и давление воздуха (под действием, например, центробежных сил) и затем превращающие скорость в давление. Эти машины—с вращающимися лопастным и колесами называются центробежными воздушными насосами, турбовоздуходувками или турбокомпрессорами.

Таким образом нужно рассматривать две основные группы насосов: центробежные и объемные, при чем в последней группе имеются следующие подгруппы:

- 1) поршневые с возвратно-поступательным движением поршней (в дальнейшем будем называть их просто *поршневыми*).
- 2) поршневые с вращательным движением поршней (в дальнейшем будем называть их *ротативными*).

Ротативные насосы по своему конструктивному выполнению также разделяются на несколько групп. Основные из них:

- а) с эксцентрично вращающимся ротором-вытеснителем (система Целлер и Пауэрплюс),
- б) с несколькими роторами (система Рут),
- в) с одним качающимся ротором (сравнительно мало употребителен).

А. НАСОСЫ, РАБОТАЮЩИЕ ПО ПРИНЦИПУ ИЗМЕНЕНИЯ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ВОЗДУХА

Работа насоса этого типа заключается в сжатии газа до нужного давления путем уменьшения его объема в каком-либо цилиндре посредством поступательно-возвратно движущегося поршня или же вращающегося ротора-поршня.

1. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Работа такого насоса совершается в два хода поршня (один оборот вала) и состоит из:

- а) всасывания воздуха при примерно постоянном давлении,
- б) сжатия его до нужного давления,
- в) вытеснения воздуха при примерно постоянном давлении и
- г) подготовки цилиндра к всасыванию новой порции воздуха.

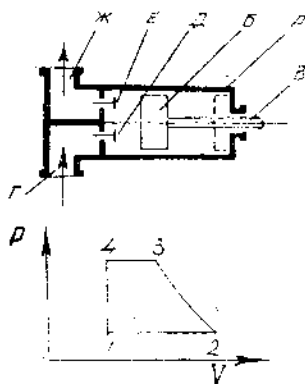
Графический процесс работы этого насоса изображается в координатах „давление—объем“, как показано на фиг. 1, где *A*—цилиндр насоса, *B*—поршень,двигающийся в нем возвратно-поступательно при посредстве штока или шатуна *B*.

При ходе поршня вправо, воздух извне через всасывающий патрубок *Г* и клапан *Д* засасывается внутрь цилиндра *A* и заполняет весь объем его, за исключением части, занимаемой поршнем. При ходе поршня влево воздух в цилиндре сжимается и, по достижении определенного давления, вытесняется через клапан *Е* в нагнетательный патрубок *Ж*, откуда поступает к месту потребления.

Таким образом в два хода поршня в поршневом компрессоре происходят перечисленные выше четыре процесса, при чем в течение хода вправо имеют место и подготовка к всасыванию новой порции воздуха, и самое всасывание ее.

Отвлекаясь пока от истинного характера этих процессов, можно сказать, что всасывание новой порции воздуха происходит при каком-то, приблизительно постоянном давлении и, очевидно, связано с увеличением

объема в цилиндре. Рассматривая этот процесс в так называемой *pV*- („давление—объем“) диаграмме, мы должны считать, что он изобразится линией, горизонтальной и параллельной оси абсцисс, так как процесс, протекающий при неизменном давлении, должен изображаться линией, отстоящей от оси абсцисс на одинаковые расстояния, характеризующие величину давления (ординаты) в течение всего времени протекания данного процесса. В то же время движение вправо от оси координат обозначает увеличение объема в цилиндре. Длительность этого процесса совпадает с длительностью хода вправо. Таким образом мы получаем линию 1—2 в нижней части фиг. 1, представляющей теоретическую индикаторную диаграмму этого насоса.



Фиг. 1.

Выше мы указали, что длительность процесса всасывания равна длительности хода вправо, но так как за время этого хода происходят два процесса—подготовка к всасыванию и само всасывание,—то мы предполагаем, что первый из процессов протекает мгновенно, что, понятно, не может соответствовать действительности. Этому вопросу мы далее коснемся более детально, пока же будем предполагать, что это происходит именно так.

Переходим ко второму ходу, влево. При этом объем, занимаемый засосанным в цилиндр воздухом, начинает уменьшаться, так как к началу хода влево клапаны *Д* и *Е* закрыты. С уменьшением объема при неизменном количестве воздуха, что обеспечивается закрытием клапанов, плотностью поршня и непроницаемостью цилиндра, давление воздуха начинает возрастать, следуя при малых конечных давлениях достаточно точно законам Гей-Люссака и Бойль-Мариотта (значительные отступления имеют место при высоких давлениях сжатия). Этот процесс может быть приближенно вычислен по формуле, соответствующей изменению состояния по политропе:

$$pV^m = \text{const},$$

при чем показатель *m* во все время процесса изменяется. Такой процесс может быть изображен в *pV*-диаграмме кривой параболического характера. На фиг. 1 этот процесс сжатия показан кривой линией 2—3.

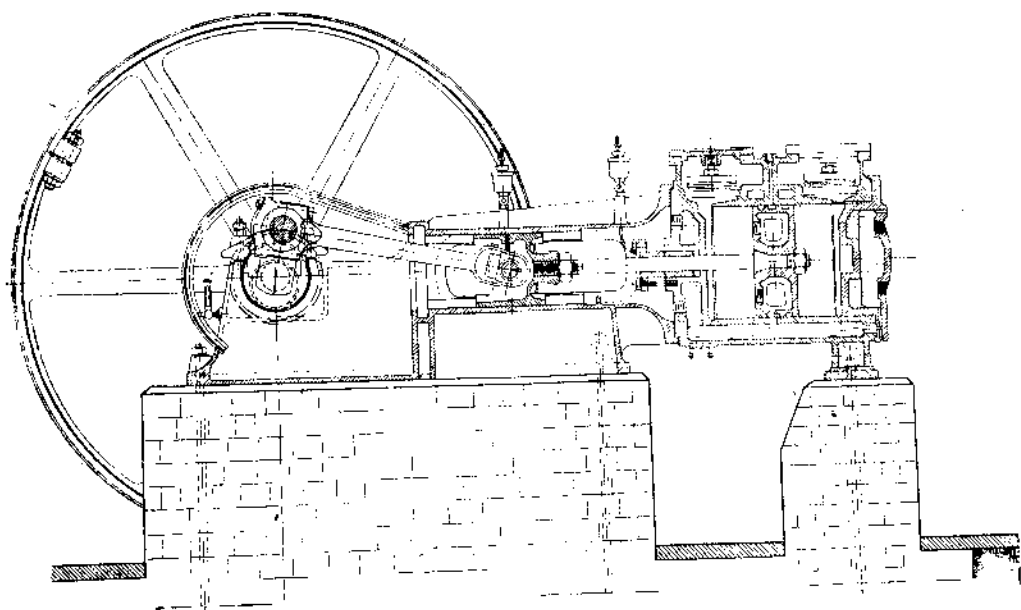
По достижении определенного давления клапан *Е* открывается и имеющийся в цилиндре воздух вытесняется поршнем через патрубок *Ж*, откуда направляется к потребителю. Давление, при котором открывается клапан *Е*, должно, очевидно, быть достигнуто до окончания хода влево,

ибо иначе не останется времени для вытеснения сжатого воздуха. Таким образом за время этого хода имеют место два процесса: сжатие и вытеснение.

Процесс вытеснения, изображается в теоретической $p-v$ -диаграмме также горизонтальной линией, параллельной оси абсцисс, так как он должен проходить при постоянном давлении. На фиг. 1 этот процесс изображен линией 3—4.

Далее опять происходит подготовка к всасыванию новой порции воздуха, связанная с падением давления в цилиндре до давления всасывания. Этот процесс на фиг. 1 изображен вертикальной линией 4—1 в предположении, что он протекает мгновенно (что, как уже указывалось, не соответствует действительности).

Вся работа, совершаемая в насосе за один цикл — всасывание, сжатие и нагнетание, — теоретически изображается площадью, ограниченной линиями 1—2, 2—3, 3—4 и 4—1.



Фиг. 2.

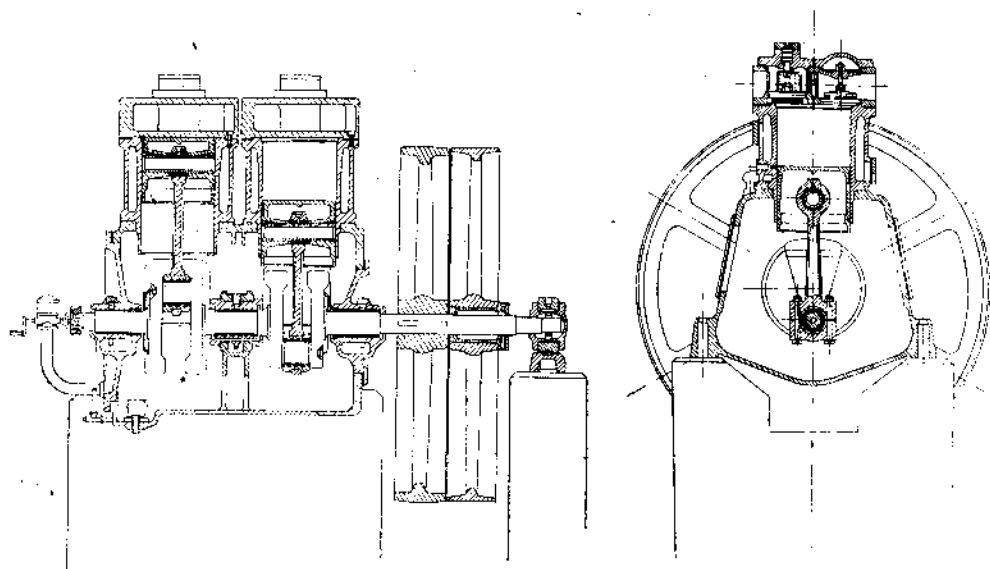
Описанный цикл происходит в левой (от поршня) части цилиндра насоса. Насос, в котором всасывание, сжатие и нагнетание воздуха производится, как в описанном выше насосе, одной стороной поршня, называется насосом *простого действия*. Однако возможен насос, в котором аналогичные процессы всасывания, сжатия и нагнетания производятся не одной, а двумя сторонами поршня. Для этого клапаны, каналы и т. п. нужно поставить и в правой стороне цилиндра. Такой насос имеет примерно вдвое большую производительность, чем насос простого действия таких же размеров, и называется насосом *двойного действия*.

Возможно, конечно, соединение в один агрегат двух, трех и более цилиндров. Такие конструкции в отличие от описанного, одноцилиндрового, насоса называются двух-, трех- и, вообще, многоцилиндровыми насосами. На фиг. 2 изображен одноцилиндровый насос двойного действия, а на фиг. 3 — двухцилиндровый насос.

Для увеличения давления воздуха можно сжимать его сначала в одном цилиндре (или с одной стороны поршня), а затем сжатый уже до определенного давления воздух сжимать в другом цилиндре (или с другой стороны поршня) до еще более высокого давления. Такое сжатие, называемое *сжатием по ступеням* (двух-, трех- и многоступенчатое, по числу

повторных сжатий) имеет значение с точки зрения достижения высоких давлений более надежным и экономичным способом. (На теории этого явления мы остановимся далее).

Таким образом возможны поршневые насосы с поступательно-возвратным движением поршня: а) простого или двойного действия, б) одно- или многоцилиндровые, в) одно- или многоступенчатые.



Фиг. 3.

Понятно, что насосы могут быть комбинированного типа по любым из указанных признаков (например, одноступенчатый одноцилиндровый двойного действия или многоступенчатый одноцилиндровый простого действия и т. д.).

II. РОТАТИВНЫЕ НАСОСЫ

Весь цикл процессов, связанных с всасыванием, сжатием и нагнетанием воздуха в насосах ротативного типа, должен произойти за один полный оборот или часть оборота ротора. При некоторых схемах ротативных насосов мы имеем как бы ряд следующих один за другим в течение одного оборота циклов (по числу лопаток—камер, имеющих в таком насосе), совершаемых над отдельными порциями всасываемого воздуха, так что в этих схемах подача воздуха и всасывание его происходят почти непрерывно в течение всего оборота. Это дает значительно более равномерную подачу воздуха, чем в поршневых насосах с возвратно-поступательным движением поршня (там подача происходит один раз за один оборот для насосов простого действия и два раза—для насосов двойного действия, что и является пределом равномерности для таких воздушных насосов).

Как мы уже указывали, основными схемами ротативных насосов являются:

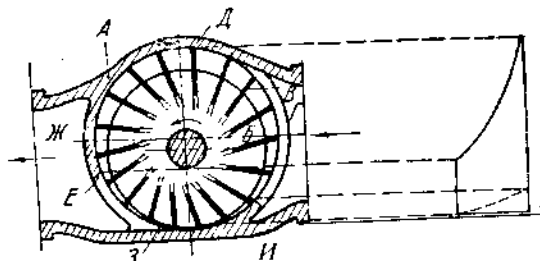
- 1) с одним эксцентрично вращающимся ротором.
- 2) с несколькими роторами,
- 3) с одним качающимся ротором.

Из них наибольшее распространение имеют первые две схемы.

1. Ротативный насос с одним эксцентрично вращающимся ротором

В цилиндре *A* (фиг. 4) вращается эксцентрично насаженный ротор, имеющий по своей длине прорезы, в которые вставлены пластинки *B*, разделяющие цилиндр на ряд полостей.

При вращении ротора пластинки, под действием центробежной силы, больше или меньше выдвигаются из пазов, в зависимости от положения ротора относительно стенок цилиндра. Так, в нижней точке цилиндра пластинки целиком вдвинуты, в правой части они постепенно выдвигаются, достигая полного выдвижения у верхней части цилиндра, а в левой части цилиндра пластинки постепенно вдвигаются. Каждая из них при вращении ротора проходит все стадии выдвижения и выдвижения, совершая одно выдвижение и одно выдвижение за один оборот ротора. Благодаря этому, полости, образуемые двумя соседними пластинками и поверхностью цилиндра и ротора, по мере вращения последнего, увеличивают свой объем в правой части цилиндра, заполняясь при этом воздухом, входящим через патрубок Г.

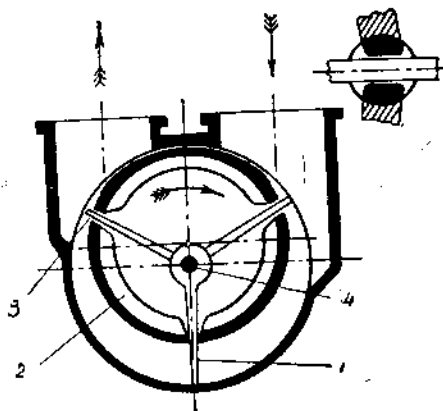


Фиг. 4.

После прохождения такой полости мимо кромки Д доступ воздуха из патрубка в данную полость прекращается и при дальнейшем передвижении ее, по мере вращения ротора, в левой части цилиндра, объем этих полостей начинает уменьшаться (пластинки вдвигаются в прорезы) и заключенный между ними воздух сжимается, так как с момента прохождения кромки Д полость изолирована и от внешней среды, и от нагнетательного пространства. Это достигается тем, что между пластинкой и стенками цилиндра имеется малый зазор.

После того как полость с находящимся в ней сжатым воздухом пройдет мимо кромки Е, сжатый воздух может выйти в нагнетательный патрубок Ж, откуда и поступает в место потребления. При этом полость продолжает уменьшать свой объем вплоть до прихода ее к нижней точке цилиндра, где достигается полное вытеснение воздуха из нее.

С момента прохождения полости мимо кромки З соединение ее с нагнетательным патрубком прекращается, а при прохождении кромки И имеет место соединение с полостью всасывания в правой части цилиндра и, следовательно,



Фиг. 6.



Фиг. 5.

процесс начинается сначала. Как видно из этой схемы, подача воздуха происходит почти непрерывно.

На фиг. 5 показан внешний вид ротора с пластинками. Описанный насос носит название „насоса по схеме Целлера“. Он бывает одно- и многоступенчатый, а также одно- и многоступенчатый. Почти такую же схему имеет и роторный насос Козетта.

Другая схема роторного насоса этой же группы носит название Пауэрплюс. Этот насос показан на фиг. 6. В нем также имеется эксцентрично расположенный в цилиндре ротор и лопатки — одна или несколько. От насоса Целлера этот насос отличается устройством лопаток, которые здесь посажены на расположенной в центре цилиндра оси 4. При вращении

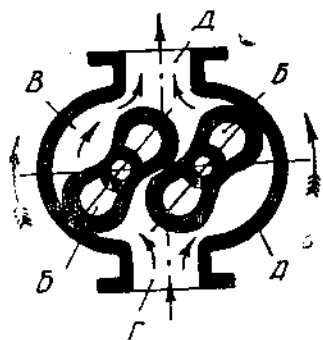
эксцентрично расположенного в цилиндре ротора 2 лопатки приходят в вращательное движение и в различных положениях ротора отсекают между поверхностями цилиндра и ротора различные объемы. Если пропустить впуск воздуха при большей величине этого объема, а выпуск при меньшей, то будет иметь место сжатие (как следствие уменьшения объема) засосанного воздуха. В роторе имеется паз 3, который более детально показан на той же фигуре справа. Назначение его дать возможность лопатке при вращении ротора скользить в нем. Действие этого насоса, таким образом, такое же, как и насосов типа Целлера и Козетта.

Преимуществом насоса типа Пауэрплюс перед насосом типа Целлера и Козетта является то, что в первом имеется *твердо фиксированный зазор между цилиндром и лопатками*, что устраняет износ цилиндра. Благодаря этому, отпадает необходимость в добавочных приспособлениях для уменьшения износа (кольца — см. об этом далее), применяемых в насосах с нефиксированным зазором. Теоретические индикаторные диаграммы для этих насосов совершенно такие же, как для поршневых с возвратно поступательным движением.

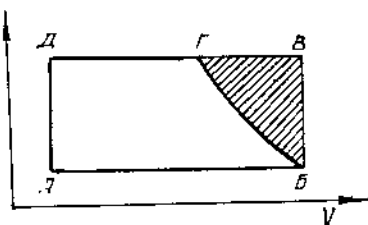
2. Ротативные насосы с несколькими роторами

К этому типу принадлежат насосы, работающие по схеме Рута двумя, тремя или более роторами. Эта схема является наиболее распространенной.

Принципиальная схема работы подобного насоса ясна из фиг. 7. В эллиптического вида цилиндре *А* вращаются два ротора *Б*, имеющие форму восьмерок. Зазор между ними и цилиндром имеет малую величину и твердо фиксирован (зависит от температуры нагрева). При вращении роторов в направлениях, показанных на фигуре стрелками, воздух, поступающий в цилиндр снизу через камеру *Г*, вытесняется вдоль стенок в верхний патрубок *Д*. Воздух, поступивший в полость *В* — между ротором и стенками цилиндра, — не сжимается, а лишь переносится



Фиг. 7.



Фиг. 8.

и выталкивается в верхнюю камеру *Д*. При этом в момент соединения полости *В* с камерой *Д* имеющийся в последней сжатый воздух поступает в полость *В*, поднимая в ней давление до тех пор, пока оно не становится одинаковым в полости *В* и камере *Д*. После этого имеющийся в камере *В* воздух повышенного давления выталкивается ротором в камеру *Д*.

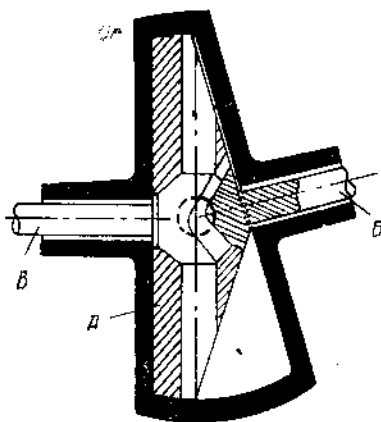
В соответствии с таким характером работы теоретическая индикаторная диаграмма насоса типа Рут отличается от таковой прочих поршневых насосов и имеет вид, показанный на фиг. 8, где *АВ* — линия всасывания; *ВВ* — линия выравнивания давления (при чем выравнивание предполагается в данном случае происходящим мгновенно); *ВД* — линия выталкивания воздуха, собравшегося в полости *В* (фиг. 7); *ДА* — линия подготовки к новому всасыванию воздуха (также предполагаемого мгновенным); *БГ* — линия, изображающая процесс сжатия воздуха, если бы он происходил в поршневом насосе иного типа.

Очевидно, что треугольник *БВГ* (заштрихован на фиг. 8) есть потеря, являющаяся следствием процессов, происходящих в насосе типа Рут. Таким образом можно сделать заключение, что работа компрессора типа Рут экономична лишь при незначительном сжатии воздуха, ибо, чем выше сжатие, тем больше потеря.

Существуют конструктивные видоизменения этих насосов, в которых вместо двух, имеется три ротора или каждый ротор имеет не два, а больше рабочих выступов и притом самой различной формы. (Например, насос Энке и др.). Принципиально работа этих насосов происходит так же, как и описанного; на конструкции их мы остановимся дальше.

3. Ротативные насосы с одним „качающимся“ ротором

Насосы этого типа применяются в настоящее время редко. Самое название их можно считать условным. В этих насосах имеется один ротор типа усеченного конуса или подобный ему. Этот ротор вращается внутри кожуха и производит как бы качательные движения, вытесняя при этом из кожуха воздух. На фиг. 9 показан подобный насос. Он состоит из ротора А, в который входят кулаки, являющиеся концами двух валов — ведущего В и ведомого В. Соединение этих валов с ротором А напоминает карданное. Корпус — кожух насоса — имеет внутри шарообразную поверхность, выделенную двумя секущими плоскостями из всего шара. В стенках кожуха имеются отверстия, через которые при вращении и как бы „качании“ ротора внутри кожуха, воздух всасывается и нагнетается. Ротор вращается в кожухе с зазором и центрируется вторым, ведомым валом.

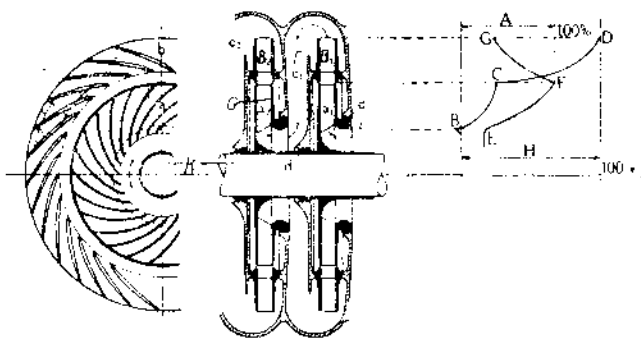


Фиг. 9.

Существуют еще другие, отличающиеся от описанных по способу действия, конструкции насосов ротативного типа, но настолько мало распространенные, что касаться их здесь не будем.

Б. НАСОСЫ, РАБОТАЮЩИЕ ПО ПРИНЦИПУ ИЗМЕНЕНИЯ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ВОЗДУХА

Насосы этого рода, как уже указывалось, называются центробежными или, чаще, турбовоздуходувками и турбокомпрессорами. В практике привились названия: турбовоздуходувка — для насосов рассматриваемого типа

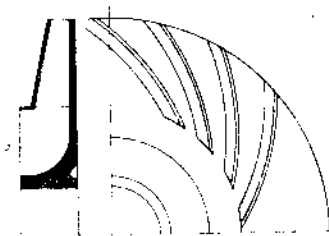


Фиг. 10.

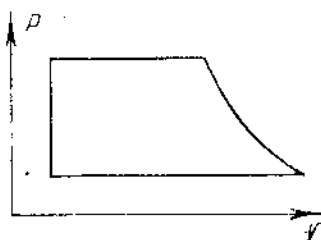
при большой производительности их и сравнительно малом давлении (порядка до 2 ат раб.) и турбокомпрессор — для насосов, дающих высокие давления до 7÷10 ат раб. Принцип работы тех и других, понятно, совершенно одинаков и различие между ними заключается в числе ступеней сжатия, а также в некоторых других конструктивных элементах (охлаждение и др.) При изложении теории работы этих насосов будем называть в дальнейшем оба типа центробежными воздушными насосами.

На фиг. 10 изображен схематически центробежный насос. На валу K насажены один или несколько дисков a , так называемых рабочих колес, в которых имеется ряд радиально или под углом расположенных прямых или криволинейных лопаток. На фиг. 11 показан разрез одного из типов подобных рабочих колес. Как видно из фигуры, стенки рабочего колеса и лопатки образуют ряд криволинейных каналов, по которым протекает воздух.

При вращении колеса воздух также приходит во вращение и под действием центробежных сил начинает двигаться к периферии, при чем скорость и давление его постепенно возрастают, так как к нему подводится энергия. Вследствие образования у входа в рабочее колесо (a на фиг. 11) разрежения, в колесо поступает извне воздух. По выходе из рабочего колеса значительная кинетическая энергия (скорость), приобретенная воздухом, превращается посредством особого устройства в давление. Таким устройством может служить либо плоский (или конический) кольцевой канал (диффузор) либо спиральный канал (спираль), либо, наконец, плоский кольцевой канал, снабженный рядом неподвижных лопаток (направляющий аппарат).



Фиг. 11.



Фиг. 12.

Таким образом в центробежном насосе повышение давления производится в два приема: один раз — в рабочем колесе (кривая BC , фиг. 10) и второй раз за рабочим колесом — в диффузоре, спирали или направляющем аппарате — путем превращения приобретенной воздухом кинетической энергии (скорости) в давление. Это изображено на фиг. 10 кривой CD . Очевидно, что сначала, пока воздух будет проходить по рабочему колесу (кривая EF , фиг. 10), — абсолютная скорость будет возрастать, а затем во время прохождения воздуха по диффузору (или спирали, или направляющему аппарату) — будет падать, превращаясь в давление. Это изображено на фиг. 10 линией FG .

Центробежные насосы могут быть многоступенчатыми; в этом случае воздух, сжатый в одном рабочем колесе (например a_1 , фиг. 10), проходит через направляющий аппарат B_1 , в котором его давление повышается, и затем по особым каналам с лопатками c_1 , подводится ко входу во второе рабочее колесо a_2 , насаженное на том же валу и т. д. Число ступеней центробежного насоса в одном агрегате может быть 10—15 и более. Привод подобных насосов производится чаще всего от паровых турбин, электромоторов, авиационных двигателей и т. п. Число оборотов рабочих колес насоса может доходить до нескольких десятков тысяч в минуту.

Снятие индикаторной диаграммы с центробежного насоса, понятно, невозможно; поэтому можно лишь на основании вычисления определить отдельные параметры воздуха в процессе изменения его состояния в рабочем колесе и, на основе этого, построить изображение этого процесса в $p-v$ диаграмме. Такая „теоретическая диаграмма“ изображена на фиг. 12. Площадь этой диаграммы, однако, не изображает действительной работы сжатия (см. об этом далее).

Значительно удобнее пользоваться для изображения процесса в центробежном насосе TS -или JS -диаграммами, на рассмотрении которых мы в дальнейшем остановимся.

Конструктивно различают два основных типа воздушных центробежных насосов:

1) *радиальные*, в которых воздух, проходящий через каналы (следовательно, и сами каналы), имеет радиальное направление (такая лопатка изображена на фиг. 11) и

2) *осевые*, в которых воздух, прогоняемый крыльчаткой типа пропеллера (или типа, применяемого в настольных вентиляторах), проходит не в радиальном, а в осевом направлении. Для рассматриваемого нами назначения имеет применение почти исключительно радиальный тип, почему мы ему и уделим основное внимание.

Любой из рассмотренных типов воздушных насосов, как об этом уже говорилось выше, может быть выполнен как одно-, так и многоступенчатым, а также как одно-, так и многоцилиндровым. Поршневые насосы, кроме того, могут выполняться простого и двойного действия. Все насосы могут быть как горизонтальными, так и вертикальными, однако здесь мы этих конструктивных деталей касаться не будем, так как нас интересуют лишь принципиально различные схемы.

Исходя из изложенного, можно составить таблицу классификации основных типов воздушных насосов для двигателей внутреннего сгорания.

Таблица I

Воздушные насосы для двигателей внутреннего сгорания

Объемные		Центробежные	
С возвратно-поступательным движением поршня (поршневые)	С вращательным движением поршня (роторные)	Радиальные	Осевые
С одним эксцентрично вращающимся ротором	С несколькими вращающимися роторами	С одним качающимся ротором	

Все приведенные в этой схеме насосы могут быть одноступенчатыми или многоступенчатыми и представлять собой одноагрегатный или многоагрегатный механизм (например, одно- или многоцилиндровый поршневой насос).

НАЗНАЧЕНИЕ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭТИМ НАСОСАМ ТРЕБОВАНИЯ

Воздушные насосы имеют очень широкое применение в двигателях внутреннего сгорания, являясь составной частью, часто совершенно необходимой для работы этих двигателей. Сюда относятся, например, продувочные и наддувочные насосы, так называемые компрессоры для распыливания горючего и др. Рассмотрение этого рода насосов является основной задачей настоящей книги.

Помимо того, распространение имеют и воздушные насосы в качестве вспомогательных агрегатов для двигателей внутреннего сгорания, например, пусковые насосы, или в качестве агрегатов, приводимых в действие двигателями внутреннего сгорания, например, газовоздуходувки, т. е. воздуходувные машины на металлургических заводах, приводимые в движение газомоторами. Вспомогательные агрегаты для двигателей могут приводиться в движение непосредственно основным рабочим двигателем или же каким-либо отдельным вспомогательным двигателем. Эти насосы также будут рассмотрены в настоящей книге.

Следовательно, нам надлежит рассмотреть следующие основные группы воздушных насосов, охватывающие почти всю область применения их при двигателях внутреннего сгорания: 1) пусковые насосы, 2) насосы для получения форсуночного воздуха, 3) продувочные насосы, 4) наддувочные насосы, 5) газовоздуходувки.

Первая наша задача — рассмотреть условия работы этих групп насосов при двигателях внутреннего сгорания и установить основные требования к этим насосам с точки зрения давления, производительности, типа и т. п.

I. ПУСКОВЫЕ НАСОСЫ

Назначение насосов этой группы заключается в подаче воздуха нужного давления, которым можно было бы осуществить запуск двигателя внутреннего сгорания, понятно, при наличии в нем соответствующих пусковых устройств.

Эти насосы нагнетают сжатый воздух в какой-либо баллон (или баллоны), в котором этот воздух хранится и откуда, под нужным давлением либо соответствующим тому давлению, под которым воздух находится в баллоне, либо пониженным с помощью редуктора, он через соответствующие распределительные устройства поступает при пуске в ход двигателя в его цилиндры. Создавая там давление на поршень, воздух заставляет его, а вместе с ним и весь двигатель прийти в движение. Как правило (исключение представляют только насосы для получения форсуночного воздуха, от которых также отбирается воздух для пуска в ход двигателей), эти насосы работают периодически, наполняя указанный выше баллон (или баллоны) сжатым до нужного давления воздухом, после чего их работа во избежание излишней затраты энергии прекращается.

Пусковые насосы, как уже указывалось, могут выполняться с приводом либо непосредственно от обслуживаемого ими двигателя, либо с самостоятельным приводом от постороннего источника энергии. Первые могут быть построены двояко: либо с прекращением нагнетания воздуха после наполнения баллонов без прекращения движения насоса, либо с остановкой

его при продолжающемся движении двигателя. Эти условия находят соответствующее отражение в конструкции пусковых насосов. Вторые имеют привод, независимый от обслуживаемого двигателя, например, от электромотора, двигателя внутреннего сгорания или вручную; эти пусковые насосы не нуждаются в специальных выключающих устройствах, поскольку они могут быть остановлены по желанию обслуживающего персонала, вне зависимости от обслуживаемого двигателя, во время его работы.

Вторая группа насосов, по сути, ничем не отличается от обычных стационарных или перевозных воздушных насосов — компрессоров и поэтому, по своей конструкции такие насосы идентичны им, за исключением, быть может, несколько более резко выраженной, свойственной, впрочем, всему машиностроению последних лет тенденции к быстроходности.

Насосы, выполненные с приводом непосредственно от обслуживаемого ими двигателя, в силу того, что они органически связаны с этим двигателем, имеют своеобразную конструкцию, обеспечивающую особую компактность, удобство привода, возможность включения и т. п. Эти насосы чаще всего выполняются в виде одноступенчатых, в то время как второй тип насосов может выполняться как одно-, так и многоступенчатым.

Производительность этих насосов, в зависимости от рода обслуживаемой ими установки, весьма различна и определяется необходимым для наполнения пусковых баллонов временем и объемом этих баллонов, т. е. необходимым запасом воздуха.

Необходимый запас воздуха зависит от числа потребных пусков в ход или маневров, размеров двигателя и пр. Например, в судовых реверсивных установках необходим запас, обеспечивающий, обычно, около 12 маневров (т. е. пусков в ход, связанных с реверсированием). При не-реверсивных двигателях запас воздуха, естественно, может быть меньше, так как требуется обеспечить лишь определенное число пусков без реверса. В стационарных моторах запас может быть еще меньше примерно на 4—5 пусков. Абсолютная величина запаса сжатого воздуха, понятно, различна в зависимости от величины (мощности) двигателя, — чем двигатель мощнее, тем, естественно, при одинаковом числе оборотов требуется больший запас воздуха. Тип установки — одномоторный или многомоторный — также влияет на потребный запас, который, очевидно, может быть относительно меньше при многомоторных установках, чем при одномоторных.

Во всяком случае необходимый запас воздуха сильно разнится для различных установок и поэтому указать точные величины потребной производительности пусковых насосов представляется затруднительным, и разработанных для этого норм в большинстве случаев нет. Для тех установок (например, судовых), где потребный запас пускового воздуха точно регламентирован правилами (классификационные общества, наш Регистр и др.), этот вопрос будет более подробно рассмотрен в главе о расчете насосов.

В отношении давлений, развиваемых этими насосами существуют довольно твердо установившиеся величины для двигателей различных типов, а именно:

- 1) для двигателей стационарных; давление в баллонах от 15 до 25 at/a при давлении пуска также в 15—20 at/a ;
- 2) для двигателей судовых и перевозных — давление в баллонах порядка от 30 до 70 at/a при давлении пуска 15—20 at/a ;
- 3) для двигателей авиационных — давление в баллонах до 150 at/a при давлении пуска в 20—30 at/a .

В автомобильных двигателях пусковые насосы применяются очень редко, так как в них преимущественно применяются электростартеры (поскольку на автомобиле так или иначе имеются аккумуляторы). Однако насосы типа конструктивно близкого к пусковым, применяются в автомобилях для накачивания шин. Отличие этих насосов от пусковых в

основном заключается в более низком давлении, называемом ими (порядка 3—4 *атм*).

Возвращаясь к вопросу о давлениях, развиваемых насосами для пуска в ход двигателей различного назначения, нужно отметить, что они определяются главным образом соображениями о числе и размерах пусковых баллонов, что имеет существенное значение для веса установки. В стационарных установках, где вес их особенно существенной роли не играет и где к тому же запас воздуха сравнительно невелик (по числу потребных пусков), давление в баллонах равно давлению пуска, т. е. 15—20 *атм*. В судовых установках давление, под которым воздух хранится в баллонах, выше, чем в стационарных установках, хотя давление пуска почти такое же, как и в последних. В авиационных двигателях, где вес установки играет почти решающую роль, давление в баллонах доводится до 150 *атм*, чем соответственно уменьшаются размеры и вес самих баллонов.

Таким образом можно установить примерно следующие общие для всех родов двигателей требования к насосам этой группы:

- 1) соответствие по производительности нужным величинам, зависящим от типа установки;
- 2) соответствие по развиваемому давлению указанным выше нормам;
- 3) конструктивная приспособленность к периодической работе;
- 4) компактная конструкция и удобный привод;
- 5) малый вес.

II. НАСОСЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ФОРСУНОЧНОГО ВОЗДУХА

Назначение насосов этой группы, часто называемых просто компрессорами, заключается в подаче двигателю воздуха, необходимого для распыливания жидкого горючего. Воздух имеет обычно давление в 65—75 *атм* раб. со сравнительно незначительными отклонениями от этих величин в зависимости от типа двигателя, сорта горючего, режима работы и пр.

Воздух, поступая в полость форсунки, в нижней части которой скапливается жидкое горючее, проталкивает последнее через ряд специальных распыливающих сеток в образующееся при подъеме форсуночной иглы отверстие, соединяющее полость форсунки с цилиндром, и мелко распыливает (разбрасывает) горючее в цилиндре. Последним обстоятельством и определяется высота давления, до которого должен сжиматься воздух в насосе, так как необходим запас энергии для распыла, а давление в цилиндре в момент начала впрыскивания в верхней мертвой точке равно давлению сжатия, т. е. 30—40 *атм*. Избыточные 30—35 *атм* давления форсуночного воздуха и необходимы для осуществления мелкого распыливания горючего и распределения его по всей камере сгорания. Так как запас энергии определяется для сжатого воздуха (единицы объема его) высотой давления, то давление и количество форсуночного воздуха при прочих данных условиях определяют запас энергии для осуществления распыла горючего. Обычные давления были указаны выше, а количество равно примерно ¹ 1,0—1,5 л на 1 кг нефти, или при $\gamma = 1,19$ и $t = 15^\circ \text{C}$ 1,2—1,8 кг на 1 кг нефти.

Эти числа получены из расчета необходимой затраты работы 6,0—8,0 кгм на распыл 1 кг горючего (нефти).

Конструктивно эти насосы обычно выполняются, в зависимости от их производительности и размеров цилиндров, двухступенчатыми (меньшие) и трехступенчатыми (большие). Обычно применяются одноцилиндровые насосы (но крупные машины выполняются и многоцилиндровыми), за исключением тех случаев, когда эти насосы подвесные и каждому цилиндру двигателя из группы из нескольких цилиндров соответствует особый подвесной насос. Такая конструкция встречается в более старых двигателях.

¹ Гельд, Судові дизель-двигуни, стр. 40, изд. ОНТВУ, „Енерговидав“, 1933.

Эти насосы сравнительно редко выполняют несвязанными с обслуживаемым ими двигателем, т. е. имеющими независимый от него привод, так как работа их настолько тесно связана с работой двигателя, что их разделение нецелесообразно, — оно понижает надежность работы двигателя.

Насосы этой группы обычно являются одновременно и пусковыми (т. е. их производительность делается несколько большей, чем это требуется только для распыла горючего) и регулируются в довольно широких пределах каким-либо устройством (например, дросселированием на всасывающих сечениях). Приводя в действие регулирующее устройство, можно нормально получать от насоса количество воздуха, потребное для распыла, и в случае нужды увеличивать его производительность, наполняя, за счет этого, пусковые баллоны.

Необходимо отметить еще то обстоятельство, что, поскольку воздух для распыла вступает в непосредственное соприкосновение с горючим, а следовательно и с его парами, то он не должен иметь высокой температуры, ибо это может повлечь за собой воспламенение. С целью понижения температуры сжимаемого воздуха, он, по выходе из насоса, пускается через холодильник. С этой же целью воздух должен быть очищен от масла и воды. Для этого служат водо- и маслоотделители. Таким образом можно установить примерно следующие общие требования к насосам этой группы:

- 1) соответствие по производительности величинам, в основном определяемым мощностью двигателя (количеством подлежащего распылу горючего), при чем для возможности наполнения при помощи того же насоса пусковых баллонов эта производительность, в большинстве случаев, делается несколько большей, чем потребная для распыла;
- 2) развиваемое давление — порядка 65—75 атм ;
- 3) возможность изменения производительности в достаточно широких пределах, осуществляемая наиболее простыми средствами;
- 4) конструктивная приспособленность к приводу непосредственно от двигателя;
- 5) наличие холодильников, обеспечивающих поступление в баллон холодного воздуха;
- 6) наличие устройств, очищающих воздух от имеющихся в нем масла и воды;
- 7) абсолютная надежность.

III. ПРОДУВОЧНЫЕ НАСОСЫ

Назначение продувочных насосов заключается в подаче воздуха в цилиндры двухтактных двигателей с целью очистки их от продуктов сгорания и наполнения свежим зарядом воздуха.

Эти насосы подают воздух в специальный, имеющийся на двигателе резервуар, откуда он поступает в отдельные цилиндры либо через золотники или клапаны, либо через продувочные окна в цилиндре. Резервуар, носящий название продувочного ресивера, служит в данном случае для поддержания давления продувки примерно постоянным, что (в ресивера) не может быть достигнуто в силу периодического расхода воздуха в разные цилиндры и возможного значительного расхода воздуха в периоды подачи воздуха насосом с этими периодами расхода. В зависимости от степени неравномерности подачи выбираются большие или меньшие размеры ресиверов.

Работа этих насосов неразрывно связана с работой двигателей; поэтому они чаще всего выполняются с непосредственным приводом от самого двигателя и реже с приводом от постороннего источника, при чем в последнем случае почти всегда один насос обслуживает несколько двигателей.

По конструкции продувочные насосы чаще выполняются в виде поршневых двойного действия одно- или многоцилиндровых (последние для крупных двигателей). Эти насосы обычно устанавливаются на отдельной

станине на общей с двигателем раме и имеют привод от коленчатого вала двигателя с помощью шатуна. Иногда они выполняются подвесными с приводом от коромысла. Продувочные насосы иногда выполняются с использованием поршня и картера двигателя в виде так называемой кривошипно-камерной продувки или с применением ступенчатого поршня двигателя.

В последнее время часто стали применять в качестве продувочных ротативные насосы по схемам Уллера или Рут. Привод этих насосов преимущественно осуществляется с помощью цепной или шестеренчатой передачи. Существует еще тип привода от работающей на отходящих газах турбины или от электромотора. Это уже тип насосов с независимым от двигателя приводом. В этих случаях чаще всего применяются центробежные, так называемые турбовоздуходувки.

Переходя к вопросу о производительности и давлении, развиваемых рассматриваемыми насосами, прежде всего необходимо отметить, что продувочные насосы развивают обычно давления порядка от 1,15 до 1,35 *ата* и лишь сравнительно редко более высокие. Объясняется это тем, что после достижения определенной величины давления продувочного воздуха, увеличение этого давления не дает значительного эффекта с точки зрения улучшения продувки, так как вызывает значительное завихрение, требуя вместе с тем большей затраты энергии на сжатие. Эта граница близка к давлению в 1,35 *ата*.

Производительность продувочных насосов находится в известной пропорции с размерами двигателя и зависит от типа продувки (щелевая, клапанная и т. д.), формы продувочных органов и пр. Обычно производительность продувочного насоса оценивают по отношению к объему рабочих цилиндров двигателя, при чем объем (производительность за один ход поршня) продувочных насосов колеблется в пределах 1,2—2,5 объемов всех рабочих цилиндров.

Что касается предъявляемых к насосам требований, нужно, вообще говоря, рассматривать насосы в зависимости от рода обслуживаемых ими двигателей (газомотор, стационарный или судовой дизельмотор, авиационный или автомобильный двигатель и т. п.). В данном случае (для продувочных насосов) род двигателя может быть не принят в расчет, так как, кроме весовых и габаритных, все показатели для различных двигателей идентичны. Требования к продувочным насосам таковы:

- 1) соответствие по производительности нужным для данного двигателя величинам (определяется в основном рабочим объемом цилиндров);
- 2) развиваемое давление порядка 1,15—1,35 *ата* с допущением незначительных отклонений, обычно ближе к верхнему пределу;
- 3) возможно более равномерная подача воздуха (поэтому рационально применение ротативных насосов, тенденция к чему и замечается в настоящее время);
- 4) наличие конструктивной приспособленности к приводу от двигателя;
- 5) абсолютная надежность работы;
- 6) подача воздуха, по мере возможности очищенного от влаги и смазки;
- 7) компактность и малый вес (при чем эти требования имеют разное численное выражение для различных типов двигателей).

IV. НАДДУВочные НАСОСЫ

Эти насосы применяются с целью, путем увеличения воздушного заряда в двигателе (введением воздуха повышенного давления) либо повысить мощность двигателя, либо поддержать мощность двигателя (например, авиационного), падающую с подъемом его на высоту, постоянной. Как известно, в высших слоях атмосферы воздух имеет меньшую плотность чем на земле, что уменьшает количество кислорода в объеме цилиндра,

а следовательно, и мощность. Для сохранения номинальной мощности двигателя, на определенной высоте повышается давление воздуха при входе в цилиндр (до земного или немного больше), чем и достигается введение в цилиндр большего количества кислорода.

Наддувочные насосы применяются преимущественно в четырехтактных двигателях; в двухтактных наземных они могут совмещаться с продувочным насосом, производящим после продувки зарядку воздухом повышенного давления. Наддувочные насосы в наземных двигателях работают обычно при более или менее постоянном режиме, зависящем от степени форсировки двигателя (увеличение мощности против нормальной). Те же насосы высотных двигателей работают при изменяющемся в процессе работы режиме, в зависимости от высоты подъема и нагрузки двигателя.

Наддув наземных двигателей может производиться во все время их работы или же периодически. Наддув высотных двигателей (если он не преследует цели увеличить земную мощность двигателя, что наблюдается в последнее время), производится при подъеме двигателя на высоту, ибо иначе возможна слишком сильная перегрузка, могущая повлечь за собой перегрев двигателя на земле.

Помимо наддува четырехтактных двигателей, применяется еще так называемая очистка и дозарядка их цилиндров. Эти процессы заключаются в том, что в конце хода выхлопа промывается воздухом цилиндр двигателя и затем производится наполнение его воздухом повышенного давления, что позволяет увеличить заряд воздуха в цилиндре и соответственно этому и сжигаемую в нем порцию горючего, а следовательно, и повысить мощность двигателя. Процесс дозарядки сходен с процессом наддува, но отличается от него тем, что сжимается не весь поступающий в цилиндр воздух, а лишь часть его, вводимая в цилиндр уже после его наполнения воздухом обычного давления. Благодаря этому несколько уменьшается расход энергии на насос. В двухтактных двигателях дозарядка также возможна и производится обычно от продувочного насоса помощью дополнительных клапанов или золотников.

Для целей наддува, как и для целей дозарядки и продувки, могут быть применены все типы насосов (поршневые, ротативные и центробежные). Чаще всего применяются центробежные или ротативные, дающие равномерную подачу при сравнительно малых габаритных размерах и весе. Насосы применяются большей частью с приводом от самого двигателя — посредственным или непосредственным. В первом случае часто применяется газовая турбина, работающая от выхлопных газов двигателя и приводящая в движение наддувочный насос. Достоинством такого агрегата является его регулируемость в широких пределах. В качестве непосредственного привода применяются цепные, шестеренчатые и т. п. привода. В наземных (например, судовых, тепловозных) установках иногда применяется также отдельный привод продувочного насоса, например, от электромотора или специального двигателя внутреннего сгорания.

Давление, развиваемое для наддува наземных двигателей, чаще всего колеблется в пределах 1,1—1,4 ата, хотя в последнее время имеются попытки увеличения этого давления. В насосах высотных двигателей давление переменное и величина его обычно обратно пропорциональна плотности воздуха на данной высоте и на земле.

Производительность наддувочных насосов зависит от мощности обслуживаемого двигателя. В силу этого указать какие-либо численные пределы здесь затруднительно.

Требования к наддувочным насосам наземных двигателей сводятся примерно к следующему:

- 1) соответствие по производительности нужным величинам, определяемым в основном размерами цилиндров двигателей и степенью форсировки;

- 2) получение необходимой величины давления — до 1,1—1,4 ата;
- 3) возможно более равномерная подача воздуха;
- 4) наличие конструктивной приспособленности к приводу от двигателя (это требование отпадает в том случае, если наддувочный агрегат имеет собственный, независимый от обслуживаемого двигателя привод, что для подобных насосов, обслуживающих несколько двигателей одновременно, встречается довольно часто);
- 5) подача воздуха по возможности полно освобожденного от влаги и масла;
- 6) абсолютная надежность работы;
- 7) малый вес и компактность.

Требования к наддувочным насосам для высотных двигателей сводятся к следующему:

1) соответствие по производительности нужным величинам, зависящим от размеров цилиндров двигателя и высоты подъема двигателя, при сохранении мощности постоянной по величине. Следовательно, требуется получение давления у входа в цилиндр, примерно равное земному на любой высоте, для работы, на которую двигатель рассчитан;

2) возможно более равномерная подача воздуха;

3) конструктивная приспособленность к приводу от двигателя — непосредственному (механическому) или посредственному (турбина на выхлопных газах, так называемый турбокомпрессор);

4) конструктивная приспособленность к изменению производительности и давления для некоторых конструкций (привод с несколькими ступенями скоростей, гидравлический привод, переменная степень сжатия и т. п.), что дает возможность изменять забираемую мощность в зависимости от высоты полета и, следовательно, необходимой степени сжатия воздуха;

5) подача воздуха по возможности полно освобожденного от масла и влаги;

6) абсолютная надежность работы;

7) максимально малый вес и компактность.

Можно отметить, что наддувочные насосы для наземных двигателей с точки зрения предъявляемых к ним требований довольно близки к продувочным насосам.

V. ГАЗОВОЗДУХОДУВКИ

Назначение насосов этой группы, которые могут быть условно отнесены к рассматриваемым насосам для двигателей внутреннего сгорания, лишь в части одного типа их, а именно — поршневых воздуходувок, приводимых в движение газовым двигателем (так называемой газозуводувки) и имеющих общий шток с приводящими их в движение двигателями, заключается в подаче дутьевого воздуха для металлургических печей. Наличие общего штока делает эти машины (двигатель и насос) как бы продолжением одна другой, что и служит причиной рассмотрения здесь этих насосов.

Как уже указывалось, рассматриваемая группа принадлежит к горизонтальным поршневым насосам большой производительности, в расположении tandem с двигателем — газовой машиной, и обычно двойного действия, вследствие необходимости равномерного дутья.

Производительность таких насосов зависит от размеров обслуживаемых ими печей и, следовательно, может быть различной, однако в последнее время установились как бы стандартные, общепотребительные мощности газовых двигателей, приводящих в движение эти насосы. — примерно в 380 и 5500 л. с., а также производительности насосов, составляющие примерно до 1800 м³/мин при давлениях от 1,1 до 3,0 ата.

Поскольку требуется равномерное дутье, эти насосы присоединяются обычно к крупным резервуарам, в значительной мере компенсирующим неравномерность подачи воздуха поршневым насосом.

Воздушные насосы

21

Из этих соображений в последние годы стали часто ставить для этих же целей центробежные насосы, так называемые турбовоздуходувки.

Общие требования, которые могут быть предъявлены к газовоздуходувкам, примерно таковы:

1) соответствие нужным величинам по производительности и давлению;
2) возможность регулировать в достаточно широких пределах производительность;

3) экономичная работа при различных по величине производительностях;

4) равномерная подача воздуха;

5) наличие конструктивной приспособленности к приводу от горизонтального газомотора (на общем штоке).

Этими соображениями можно ограничиться при описании условий работы и основных требований, предъявляемых к различным насосам для двигателей внутреннего сгорания, с тем, чтобы в дальнейшем более детально остановиться на их конструкции и работе.

В таблице II приведена классификация насосов по родам их применения с указанием наиболее распространенных конструкций.

Из этой таблицы можно сделать вывод, что в области двигателей внутреннего сгорания имеют широкое применение типы воздушных насосов как поршневые, так и центробежные. При этом необходимо констатировать, что в связи с общей тенденцией к быстроходности в машиностроении и здесь имеются тенденции к преимущественному применению более быстроходных машин, а именно, центробежных и ротативных насосов. Поршневые насосы с поступательно-возвратным движением применяются преимущественно при непосредственном приводе от обслуживаемого двигателя и притом в большинстве случаев для тихоходных машин.

ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ В ВОЗДУШНЫХ НАСОСАХ

При всяком процессе, связанном со сжатием газа в воздушном насосе, мы имеем дело с изменением двух основных факторов — температуры и давления — как следствия затраты некоторого количества энергии. С изменением этих двух факторов изменяется и объем участвующего в процессе газа. Зависимость этих факторов друг от друга определяется с достаточной точностью так называемым уравнением состояния газа и производными от него уравнениями (см. соответствующие курсы термодинамики). Уравнение состояния газа имеет вид:

$$PV = GRT. \quad (1)$$

Производные от него уравнения, которыми мы в основном будем пользоваться, для политропического изменения состояния, таковы:

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{m}}; \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}. \quad (3)$$

Здесь P — давление газа в кг/м^2 , при чем индексы 1 и 2 указывают на то, что данное давление относится к обозначенному индексом 1 или 2 состоянию газа;

V — объем газа в куб. м (индексы имеют то же значение, что и при P);

T — температура газа по абсолютной шкале (индексы имеют то же значение, что и при P);

G — весовое количество газа, участвующее в процессе в кг ;

R — газовая постоянная.

Количество энергии, вводимое в газ при изменении состояния, естественно, равно разности энергии в начале и в конце процесса. Если мы обозначим начальное состояние индексом „нач“, а конечное индексом „кон“, то

$$E_{\text{сообщ}} = E_{\text{нач}} - (E_{\text{кон}} + E_{\text{пот}}), \quad (4)$$

где $E_{\text{пот}}$ — потери энергии, возникшие во время изменения состояния.

Если будем рассматривать поток газа с элементарным сечением f при его перемещении на элементарном пути ds , при чем начальное давление с одной стороны элементарного объема газа будет P , а с другой стороны $P + dP$, то, обозначая элементарный объем газа $f ds$ через dV , найдем, что изменение скорости движения газа вызовет изменение кинетической энергии, пропорциональное произведению половины квадрата приращения скорости $d \left(\frac{c^2}{2} \right)$ на массу элемента газа, т. е.

$$m \cdot d \left(\frac{c^2}{2} \right) = \frac{dV \cdot \gamma_m}{g} \cdot d \left(\frac{c^2}{2} \right),$$

где γ_m — средний удельный вес газа.

Изменение давления в элементе при его перемещении дает изменение энергии, равное произведению действующей силы на путь, т. е.

$$f \cdot dP \cdot ds = dP \cdot dV.$$

Если перемещение газа связано с изменением уровня, т. е. газ поднимается или опускается, то соответствующая этому перемещению энергия выразится в виде произведения веса элементарного объема газа на путь, т. е.

$$dV \cdot \gamma_m dh,$$

где dh — величина изменения уровня по вертикали.

Кроме того, при изменении состояния имеют место потери на преодоление вредных сопротивлений. Обозначим их через dR . Тогда вся участвующая в данном процессе энергия выразится уравнением:

$$dE_{\text{сообщ}} = \frac{dV \gamma_m}{g} d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dP dV + dV \cdot \gamma_m dh + dR,$$

Относя все изменения энергии к 1 кг газа, т. е. деля все члены вышестоящего уравнения на все участвующее в процессе количество газа $dV \cdot \gamma_m$, получим энергию, затраченную на изменение состояния 1 кг газа:

$$dE_{\text{сообщ. 1 кг}} = d\left(\frac{c^2}{2g}\right) + \frac{dP}{\gamma_m} + dh + dR_1.$$

Интегрируя это уравнение в пределах индекса „нач“ и „кон“ (относя первый к состоянию газа у входа во всасывающий патрубок, а второй — к выходу из нагнетательного патрубка насоса), получим:

$$E_{\text{сообщ. 1 кг}} = \frac{c_{\text{кон}}^2 - c_{\text{нач}}^2}{2g} + \int_{P_{\text{нач}}}^{P_{\text{кон}}} \frac{dP}{\gamma_m} + (h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}}) + R_1. \quad (5)$$

Таким образом изменение энергии будет выражаться в:

1) изменении кинетической энергии газа $\frac{c_{\text{кон}}^2 - c_{\text{нач}}^2}{2g}$;

2) изменении пьезометрического напора $\int_{P_{\text{нач}}}^{P_{\text{кон}}} \frac{dP}{\gamma_m}$;

3) разности уровней газа в начальном и конечном состояниях $(h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}})$;

4) потерях на сопротивления — R_1 .

Все члены относятся к 1 кг газа и измеряются в метрах.

Заменим в этом уравнении γ_m на γ (истинный удельный вес). Если мы имеем дело с несжимаемой жидкостью, то $\gamma = \text{const}$ и

$$\int_{P_{\text{кон}}}^{P_{\text{нач}}} \frac{dP}{\gamma_m} = \frac{P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}}}{\gamma}.$$

Если же мы имеем дело с сжимаемым газом, то $\gamma \neq \text{const}$ и

$$\int_{P_{\text{нач}}}^{P_{\text{кон}}} \frac{dP}{\gamma_m} = \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} \frac{dP}{\gamma}.$$

Тогда уравнение (5) принимает вид для несжимаемой жидкости при условии отсутствия потерь, т. е. $R_1 = 0$

$$E_{\text{собщ. 1 кг}} = \frac{c^2_{\text{кон}} - c^2_{\text{нач}}}{2g} + \frac{P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}}}{\gamma} + (h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}}) \quad (5')$$

и для сжимаемой жидкости в тех же условиях;

$$E_{\text{собщ. 1 кг}} = \frac{c^2_{\text{кон}} - c^2_{\text{нач}}}{2g} + \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} \frac{dP}{\gamma} + (h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}}). \quad (5'')$$

Эти оба уравнения являются несколько иначе записанными общеизвестными уравнениями Бернулли:

$$\frac{c^2}{2g} + \int \frac{dP}{\gamma} + z = \text{const.}$$

Можно считать, что для газов разность $h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}}$ является величиной, которой можно без особых погрешностей пренебречь.

Скорости входа во всасывающий патрубок насоса и выхода из нагнетательного патрубка обычно очень близки друг к другу, так что членом

$\frac{c^2_{\text{кон}} - c^2_{\text{нач}}}{2g}$ также можно пренебречь в сравнении с остальными членами

уравнения (5).

Тогда уравнение энергии на 1 кг принимает вид (с учетом потерь):

$$E_{\text{собщ. 1 кг}} \cong \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} \frac{dP}{\gamma} + R_1, \quad (5''')$$

т. е. работа, потребная для сжатия 1 кг газа в насосе, состоит из двух частей: приращения потенциальной энергии в пределах насоса и потерь, вызываемых вредными сопротивлениями.

Рассмотрим величину $\int_{\text{нач}}^{\text{кон}} \frac{dP}{\gamma}$, заменим γ на $\frac{1}{v}$, где v — удельный объем

газа; тогда

$$\int_{\text{нач}}^{\text{кон}} \frac{dP}{\gamma} = \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} v dP.$$

Примем, что изменение давления и объема происходит по закону адиабаты; тогда

$$P \cdot v^k = \text{const и } v = \text{const} \cdot P^{-\frac{1}{k}};$$

$$\int_{\text{нач}}^{\text{кон}} v \cdot dP = \text{const} \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} P^{-\frac{1}{k}} \cdot dP = \left[\text{const} \frac{k}{k-1} P^{\frac{k-1}{k}} \right]_{\text{нач}}^{\text{кон}} + \text{const.}$$

Определим входящее за скобки const, исходя из какого-либо начального, условия, например, по тому же закону адиабаты $P_0^{\frac{1}{k}} \cdot v_0 = P^{\frac{1}{k}} \cdot v = \text{const}$ тогда;

$$\begin{aligned} \int_{\text{нач}}^{\text{кон}} v \cdot dP &= \left[P^{\frac{1}{k}} \cdot v \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P^{\frac{k-1}{k}} \right]_{\text{нач}}^{\text{кон}} + \text{const} = \\ &= \frac{k}{k-1} \left[P_{\text{кон}} \cdot v_{\text{кон}} - P_{\text{нач}} \cdot v_{\text{нач}} \right] \end{aligned}$$

и ур-ние (5^{'''}) примет окончательный вид:

$$E_{\text{сообщ. 1 кг}} \cong \frac{k}{k-1} [P_{\text{кон}} \cdot v_{\text{кон}} - P_{\text{нач}} \cdot v_{\text{нач}}] + R_1. \quad (5^{IV})$$

Пользуясь уравнением состояния газа, этому уравнению можно придать еще такой вид (при этом будем считать для упрощения выкладок $R_1 = 0$, т. е. будем рассматривать насос без потерь):

$$\begin{aligned} E'_{\text{сообщ. 1 кг}} &\cong \frac{k}{k-1} [P_{\text{кон}} \cdot v_{\text{кон}} - P_{\text{нач}} \cdot v_{\text{нач}}] = \frac{k \cdot R}{k-1} [T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}] = \\ &= \frac{c_p}{A} [T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}], \end{aligned} \quad (6)$$

так как

$$c_p - c_v = AR; \quad \frac{c_p}{c_v} = k; \quad c_p \left(1 - \frac{c_v}{c_p}\right) = c_p \left(1 - \frac{1}{k}\right) = AR$$

$$\frac{c_p}{AR} = \frac{1}{1 - \frac{1}{k}} = \frac{k}{k-1}.$$

Вернемся теперь к вопросу об относительной величине отброшенных членов ур-ния (5): $(h_{\text{кон}} - h_{\text{нач}})$ и $\frac{c^2_{\text{кон}} - c^2_{\text{нач}}}{2g}$.

Практически трудно представить случай, при котором разность температур $(T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}})$ была бы в воздушном насосе менее 10—20°. В этом случае величина члена $\frac{c_p}{A} (T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}})$ составит примерно

$$427 \cdot 0,241 (10 \div 20) = 1029 \div 2058 \text{ кгм.}$$

Разность уровней в воздушных насосах редко превышает 0,5—1 м это дает, в худшем случае, $\frac{1}{2}$ —1% от $E'_{\text{сообщ. 1 кг}}$ по ф-ле (6).

При выходе из насоса воздух имеет более высокое давление и, следовательно, меньший удельный объем. Допустим, что воздух сжимается адиабатически от 1 до 1,5 ат. Тогда отношение объемов входящего и выходящего воздуха будет:

$$V_{\text{кон}} = V_{\text{нач}} \left(\frac{P_{\text{нач}}}{P_{\text{кон}}} \right)^{\frac{1}{k}} = V_{\text{нач}} (1,5)^{\frac{1}{1,4}} = 0,714 V_{\text{нач}};$$

следовательно, только в том случае, если выходное сечение из насоса будет при данных условиях уменьшено на 30%, скорость выхода будет больше скорости входа. Так как увеличивать скорость выхода не представляется целесообразным из соображений уменьшения потерь в трубопроводах, то можно считать, что $c_{\text{кон}}$ будет меньше или, во всяком случае, равно $c_{\text{нач}}$. Тогда при условии отсутствия потерь достаточно правильно выведенное ранее уравнение:

$$E'_{\text{сообщ.}} \cong \frac{c_p}{A} (T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}) = \frac{1}{A} (i_{\text{кон}} - i_{\text{нач}}),$$

иначе говоря, энергия, сообщенная одному килограмму газа при сжатии, приблизительно равна приращению теплосодержания.

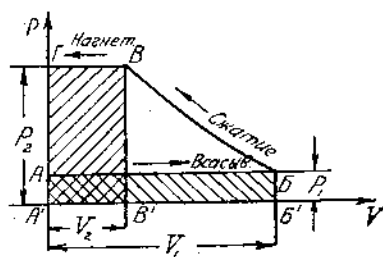
А. ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ В ПОРШНЕВЫХ НАСОСАХ

І. ТЕОРЕТИЧЕСКИ ПОТРЕБНАЯ РАБОТА И ЕЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ

Выражение для $E'_{\text{сообщ}}$ по ф-ле (6) может быть приведено к иному виду путем подстановки сюда значений $\frac{T_2}{T_1}$ из ф-лы (3) для адиабаты (с индексами 2 и 1 для конечного и начального состояний).

$$\begin{aligned} E'_{\text{сообщ.}} &= \frac{c_p}{A} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) T_1 = \frac{c_p}{A} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= \frac{c_p}{A} \frac{P_1 V_1}{R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Этот вывод может быть сделан еще иным образом. Для этого рассмотрим теоретическую индикаторную диаграмму поршневого насоса. Как нам известно, эта диаграмма имеет вид, изображенный на фиг. 13 (см. также фиг. 1). Вся площадь диаграммы, изображающая работу, потребляемую насосом, т. е. сообщенную энергию (теоретически, если не учитывать потерь), может быть разбита на три части: площадь $A'ABB'$, равную $P_1 V_1$; площадь $A'TBB'$, равную $P_2 V_2$, и площадь $B'BB'$, равную $\int_{P_1 V_1}^{P_2 V_2} P dV$. Первая из площадей изображает собой работу, затрачиваемую на всасывание газа, вторая — работу, затрачиваемую на выталкивание газа, и последняя — работу, затрачиваемую на собственно сжатие газа. Таким образом вся работа (энергия), потребляемая компрессором, выразится через



Фиг. 13.

$$E_{\text{сообщ}} = P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1 + \int_{P_1 V_1}^{P_2 V_2} P \cdot dV. \quad (8)$$

При $P_1 V_1$ здесь поставлен знак минус, так как процесс всасывания состоит в том, что воздух извне под давлением среды, из которой производится засасывание, вгоняется в цилиндр, где имеется разрежение. Следовательно, этот процесс происходит без затраты на него механической работы.

Самый процесс сжатия может происходить изотермически, адиабатически или политропически. В зависимости от этого термодинамика дает нам такие выражения для потребной работы $\int_{P_1 V_1}^{P_2 V_2} P dV$:

$$L_{is} = P_1 \cdot V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}; \quad (9')$$

$$L_{ad} = \frac{P_1 \cdot V_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (10')$$

$$L_{pol} = \frac{P_1 \cdot V_1}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (11')$$

Подставив эти выражения в формулу (8), мы получим:

$$E_{\text{сообщ. из}} = P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1 + P_1 \cdot V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

Так как при изотермическом сжатии $P_2 \cdot V_2 = P_1 \cdot V_1$, то

$$E_{\text{сообщ. из}} = P_1 \cdot V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (9)$$

Далее,

$$E_{\text{сообщ. ад}} = P_2 V_2 - P_1 \cdot V_1 + \frac{P_1 \cdot V_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Так как

$$P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1 = P_1 \cdot V_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{V_2}{V_1} - 1 \right) = P_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

то

$$\begin{aligned} E_{\text{сообщ. ад}} &= P_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{P_1 \cdot V_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= \left(1 + \frac{1}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] P_1 \cdot V_1 = \frac{k}{k-1} P_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (10) \end{aligned}$$

Последнее выражение совершенно идентично с уравнением (7), полученным нами ранее для адиабатического процесса изменения состояния в воздушном насосе.

По аналогии можно написать:

$$E_{\text{сообщ. пол}} = \frac{m}{m-1} P_1 \cdot V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (11)$$

Формулы (9), (10) и (11) дают величину теоретически потребной работы для воздушного насоса или, что то же, сообщенную энергию.

В насосостроении значительную пользу приносят графические методы изображения процессов и потребной работы. В частности большое значение имеют графические изображения в TS -диаграмме („температура — энтропия“); поэтому мы рассмотрим ниже несколько примеров изображения процессов сжатия в TS -диаграммах.

По первому закону термодинамики тепло, сообщаемое газу, равно приращению внутренней энергии и работе, затраченной на изменение объема газа, т. е.

$$dQ = dU + A \cdot P \cdot dV, \quad (12)$$

где U — внутренняя энергия газа, а прочие обозначения — те же, что и раньше.

Если приращения объема нет, то $dV = 0$ и, следовательно, $dQ = dU$, т. е. вся теплота идет на увеличение внутренней энергии (подъем температуры газа) при постоянном объеме. Это значит, что $dU = G \cdot c_v \cdot dT$, где G — количество газа; следовательно, для 1 кг газа:

$$dQ = c_v \cdot dT \pm A \cdot P \cdot dV. \quad (12')$$

где знак плюс — для случая расширения и знак минус — для случая сжатия. Далее, так как $P \cdot dV + V \cdot dP = d(P \cdot V)$, имеем $P \cdot dV = d(P \cdot V) - V \cdot dP$ и можно написать $dQ = d(U + A \cdot P \cdot V) - A \cdot V \cdot dP$. При $dP = 0$ (т. е. при постоянном давлении) $dQ = d(U + A \cdot P \cdot V)$, т. е. dQ равно количеству тепла, которое при постоянном давлении необходимо подвести к газу, чтобы повысить его температуру на dT . Это количество тепла, очевидно, равно для 1 кг $dQ = c_p dT$; тогда можно положить в общем случае

$$dQ = c_p dT \pm A \cdot dP \cdot V. \quad (12'')$$

Эти два выражения (12' и 12'') будут служить нам в дальнейшем для графического изображения отдельных процессов.

Прежде всего рассмотрим, как изображается процесс в TS -диаграмме при сжатии по адиабате. Сама адиабата изображается по TS -диаграмме вертикальной линией, лежащей между T_1 и T_2 . Учитывая, что адиабатический процесс протекает при $dQ = 0$, получим:

$$c_p = dT - A \cdot P \cdot dV = 0$$

или

$$A \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV = c_p(T_2 - T_1) = AE_{\text{собщ. ад.}}$$

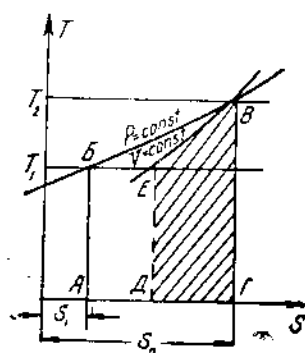
т. е. работа при адиабатическом сжатии должна выражаться площадью под линией постоянных давлений на TS -диаграмме в пределах температур T_1 и T_2 . Это показано на фиг. 14. Здесь площадь $ABBF$ соответствует этой работе $AE_{\text{собщ. ад.}}$.

Работа только сжатия, как нам известно из сравнения формул (10) и (10'), в k раз меньше этой величины и может быть выражена формулой:

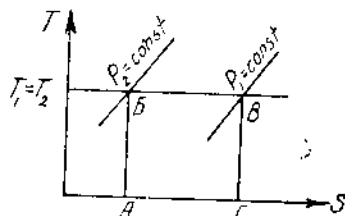
$$AE_{\text{ад}} = c_v(T_2 - T_1),$$

так как

$$\frac{AE_{\text{собщ. ад.}}}{AE} = \frac{c_p}{c_v} = k.$$



Фиг. 14.



Фиг. 15.

Эта величина $E_{\text{ад}}$ изображена на фиг. 14 заштрихованной площадью $DEBF$ под кривой постоянного объема в пределах температур T_2 и T_1 .

Переходим к изображению в TS -диаграмме процесса при изотермическом сжатии воздуха. Как известно, при изотермическом процессе $T_2 = T_1$. Поэтому в TS -диаграмме процесс сжатия изобразится прямой горизонтальной линией, лежащей между пересечениями этой линии с линиями постоянного давления P_2 и P_1 .

Площадь, изображающая работу в этом случае, обозначена на фиг. 15 $ABBF$. Из сравнения формул (9) и (9') мы видим, что теоретическая работа насоса в данном случае равна по величине работе самого сжатия. Следовательно, на фиг. 15 работа самого сжатия воздуха также изображается площадью $ABBF$.

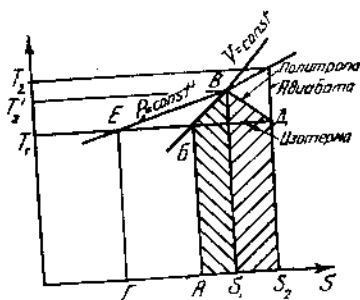
Политропическое сжатие характеризуется показателем m , который может быть больше или меньше k — показателя при адиабатическом сжатии. Условимся называть политропическое сжатие с показателем $m < k$ — политропическим, а с показателем $m > k$ — гиперadiaбатическим.

Из уравнения (12') мы видим, что вся внешняя работа при политропическом сжатии, в отличие от адиабатического, состоит из повышения температуры воздуха при постоянном объеме и выделения некоторого количества тепла, т. е.

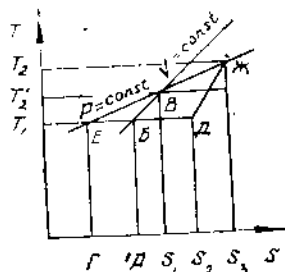
$$A \int_{V_1}^{V_2} P_1 \cdot dV = c_v dT - dQ;$$

тогда в TS -диаграмме (фиг. 16) первая часть правой половины этого уравнения изобразится площадью $ABBS_1$ под кривой постоянного объема, между температурами T_1 и T_2 (температура конца политропического сжатия) и площадью, соответствующей dQ (выделение тепла во время

сжатия), т. е. лежащей под линией, изображающей политропу в пределах температур от T_1 до T_2' . По аналогии с процессом сжатия по адиабате, поскольку и здесь из сравнения формул (11) и (11') видим, что работа чистого политропического сжатия в m раз меньше всей теоретической работы насоса, вся работа насоса изобразится площадью $ГЕВДС_2$.
 Наконец, рассмотрим изображение в TS -диаграмме гиперрадиабаты. Отличие гиперрадиабаты от политропы заключается в том, что первая при расположении координат, как на фиг. 16, будет лежать вправо от основной вертикали, соответствующей адиабатическому сжатию (фиг. 17). В соответствии с этим площадь $АБВЖС_2$ изобразит работу чистого гиперрадиабатического сжатия и площадь $ГЕВЖС_2$ — всю работу насоса.



Фиг. 16.



Фиг. 17.

Все вышеприведенные формулы и графические изображения даны при условии, что c_p и c_v равны постоянным величинам на всем интервале температур и, следовательно, все линии постоянных давлений и температур в TS -диаграмме между собой параллельны. В действительности это не так, но для теоретического рассмотрения вопроса об изображении процессов, происходящих в насосах, мы можем принять данное допущение. Пользование, вместо TS -диаграммы, JS -диаграммой, где $J = C \cdot t$ и где количества тепла измеряются длинами линий, а не площадями, упрощает изображение процессов при переменных теплоемкостях.

II. РАБОЧАЯ ДИАГРАММА ВОЗДУШНОГО НАСОСА

В предшествующем разделе была рассмотрена теоретическая индикаторная диаграмма воздушного насоса. Рабочая диаграмма насоса отличается от теоретической следующим:

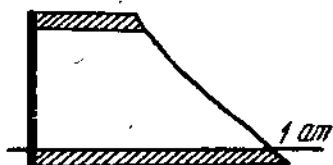
1. Линии нагнетания, сжатия и всасывания

Эти линии протекают в рабочей диаграмме иначе, чем в теоретической.

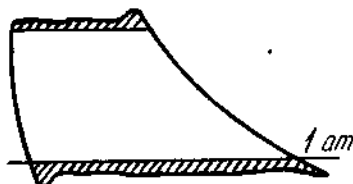
Причина этого заключается в условиях всасывания и нагнетания воздуха. Всасывание воздуха в насос происходит таким образом, что в цилиндре насоса создается разрежение, обеспечивающее такой величины разницу между давлением воздуха, находящегося вне насоса (в среде, откуда происходит всасывание), и воздуха, оставшегося в цилиндре насоса от предшествующего хода, которая позволяет наружному воздуху преодолеть сопротивление в органах распределения (клапаны, золотники и пр.), через которые он должен попасть в цилиндр насоса. Таким образом наружная атмосфера как бы вталкивает воздух внутрь цилиндра (при всасывании непосредственно из атмосферы). Аналогичная, но обратная картина имеет место при нагнетании. Давление воздуха, развиваемое в цилиндре насоса, должно быть настолько выше давления в резервуаре, куда воздух нагнетается, чтобы преодолеть сопротивления в органах распределения и вогнать воздух в резервуар. В силу этого на индикаторной диаграмме линия всасывания проходит несколько ниже атмосферной линии.

Нормально разрежение при всасывании равно $0,05—0,07 \text{ кг/см}^2$. Аналогично линия нагнетания также лежит выше давления воздуха в нагнетательном трубопроводе (фиг. 18).

Далее, воздушные насосы чаще всего строятся с так называемыми автоматическими клапанами, открывающимися и закрывающимися исключительно под влиянием разности давлений перед и за клапаном и не имеющими никаких органов принудительного их открывания. В этом случае, хотя такие клапаны и выполняются по возможности легкими, нужно затратить некоторое мгновенное избыточное усилие для того, чтобы преодолеть инерцию этих клапанов (а часто также и давление пружин, прижимающих клапан к седлу). На это также расходуется часть получаемого в насосе давления (при нагнетании) или требуется дополнительное разрежение в цилиндре (при всасывании). Это обстоятельство вызывает в рабочей индикаторной диаграмме насоса с автоматическими клапанами волнообразный скачок, подобный изображенному на фиг. 19. Следует отметить, что наличие этих скачков, если они однократны и не чрезмерно велики, следует считать в воздушных насосах нормальным явлением.



Фиг. 18.



Фиг. 19.

Наконец, необходимо отметить, что в истинных рабочих диаграммах линия сжатия никогда не протекает в точности по адиабате или изотерме, чаще всего она лежит между ними и является политропой с переменным в течение всего процесса сжатия показателем.

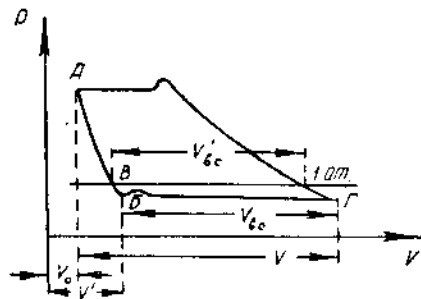
2. Влияние вредного пространства

Ни один насос не может быть выполнен так, чтобы между дном поршня и крышкой цилиндра не было зазора, при чем величина его обычно выбирается, исходя из тех соображений, чтобы расширение поршня, нагревающегося во время работы насоса, не повлекло за собой ударов поршня о крышку. Зазор этот составляет от нескольких десятых миллиметра до $5—8 \text{ мм}$, в зависимости от высоты развиваемого давления и величины насоса.

Объем этого зазора и всех пустот (например, образованных ребрами жесткости в седлах клапанов, проходов в седлах клапанов до тарелки клапана и т. д.) называется вредным пространством. Это вредное пространство имеет существенное значение для насосов, так как после вытеснения (в конце хода) сжатого воздуха из цилиндра некоторое количество воздуха остается в нем, заполняя вредное пространство. По мере увеличения объема в цилиндре при отходе поршня от мертвой точки этот воздух расширяется и до момента, пока он не достигнет давления, при котором станет возможным всасывание (см. выше), воздух извне не будет попадать в насос. Таким образом часть хода всасывания теряется непроизводительно и на эту величину уменьшается производительность насоса.

На фиг. 20 линия AB изображает кривую расширения воздуха, заключенного во вредном пространстве. Количество фактически засосанного воздуха будет характеризоваться линией BC ($V_{\text{вс}}$ на фиг. 20). Однако, так как засасывание происходит из атмосферы и, следовательно, при атмосферном давлении, желательно и количество засосанного воздуха измерить при атмосферном давлении. Поэтому отмеряют длину линии атмосферного давления на диаграмме между пересечением ее с линией расширения

и линией сжатия. Эта длина (V'_{sc} на фиг. 20) и характеризует количество фактически засосанного воздуха при атмосферном давлении. Весь объем, описываемый поршнем, т. е. предельное, практически невозможное вследствие наличия вредного пространства количество всасываемого воздуха, характеризуется длиной хода поршня, т. е. линией V на фиг. 20. Отношение V'_{sc} к V , называемое объемным или волюметрическим коэффициентом полезного действия насоса, характеризует количество фактически засасываемого насосом воздуха, a , следовательно, и его производительность (однако без учета еще некоторых имеющих в насосе потерь).



фиг. 20.

$$\eta_{об} = \frac{V'_{sc}}{V}. \quad (13)$$

Отношение величины вредного пространства V_0 ко всему объему обозначается обычно буквой a

$$a = \frac{V_0}{V}. \quad (14)$$

Коэффициент a , таким образом, характеризует величину вредного пространства в насосе. Эта величина часто лежит в пределах 3—5%.

Для того, чтобы уметь оценить влияние вредного пространства на производительность насоса, необходимо установить аналитически зависимость $\eta_{об}$ от прочих факторов, характеризующих насос. Такими являются, с одной стороны, величина a , характеризующая конструктивные факторы, и степень сжатия ε , т. е. отношение давлений до и после сжатия.

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}. \quad (15)$$

Предположим, что расширение в насосе происходит изотермически; тогда в силу закона изотермы:

$$V_0 \cdot P_2 = V' \cdot P_1,$$

где V_0 — объем вредного пространства;

P_2 — давление воздуха, скопившегося во вредном пространстве в конце нагнетания;

V' — объем воздуха, имевшегося во вредном пространстве после его расширения в цилиндре до давления всасывания P_1 .

Зная, что $V_0 = aV$, определим из этого выражения:

$$V' = a \cdot V \cdot \frac{P_2}{P_1} = a \cdot V \cdot \varepsilon.$$

С другой стороны, из чертежа 20 (путем замены V_0 на aV) имеем:

$$V' + V_{sc} = V + V_0 = V(1 + a).$$

Отсюда получим, что

$$V_{sc} = V(1 + a) - V' = V(1 + a) - aV\varepsilon.$$

Произведши ряд перedelок, получим:

$$V_{sc} = V[(1 + a) - a\varepsilon] = V[(1 - a(\varepsilon - 1))].$$

Подставив это выражение в формулу $\eta_{об} = \frac{V_{sc}}{V}$, получим:

$$\eta_{об} = \frac{V_{sc}}{V} = 1 - a(\varepsilon - 1). \quad (16)$$

Это выражение может дать нам величину предельного давления, которое может быть достигнуто в насосе при данном a .

Очевидно, предельное давление будет достигнуто тогда, когда весь засосанный воздух будет помещаться во вредном пространстве и, затем расширившись, займет весь объем цилиндра. В этом случае присоса воздуха извне не будет и $V_{ос} = 0$; тогда и $\eta_{об} = 0$, т. е. $1 - a(\varepsilon - 1) = 0$, или $\varepsilon = \frac{1+a}{a}$.

Если принять $a = 5\%$, то получим:

$$\varepsilon_{пред} = \frac{1+0,05}{0,05} = \frac{1,05}{0,05} = 21.$$

Если предположим, что расширение происходит по адиабате, то исходное уравнение примет форму:

$$V_0^k P_2 = (V')^k \cdot P_1.$$

Проведя аналогичные переделки, получим: $V' = aV \varepsilon^{\frac{1}{k}}$ и, далее, введя это в последующую формулу $V' + V_{ос} = V + V_0$, путем аналогичных подстановок и переделок получим:

$$\eta_{об} = 1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right). \quad (17)$$

В этом случае при том же $a = 5\%$ получим:

$$\varepsilon_{пред} = \left(\frac{1+a}{a} \right)^k = \left(\frac{1+0,05}{0,05} \right)^{1,41} \cong 73,7,$$

т. е. адиабатическое сжатие возможно до более высоких степеней сжатия.

Наконец, по аналогии можно написать формулу для объемного к. п. д. при политропическом расширении.

$$\eta_{об} = 1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right). \quad (18)$$

Основные выводы, которые могут быть сделаны из формул (16), (17) и (18), таковы.

Объемный коэффициент полезного действия воздушного насоса при одной и той же степени сжатия ε тем выше, чем меньше a (т. е. вредное пространство), и, с другой стороны, $\eta_{об}$ тем больше, чем меньше ε (степень сжатия) при одном и том же a .

Таким образом объемный коэффициент полезного действия насоса будет тем выше для одного и того же насоса, чем меньше его вредное пространство.

Второй вывод, о влиянии степени сжатия на $\eta_{об}$, играет очень важную роль с точки зрения решения вопроса о числе ступеней сжатия в насосах высокого давления, ибо этот вывод говорит, что, если данный процесс сжатия разобьем на несколько последовательных процессов, при чем степень сжатия в каждом из них, естественно, будет меньше общей степени сжатия, то $\eta_{об}$ каждого из них будет выше, чем $\eta_{об}$ общего процесса.

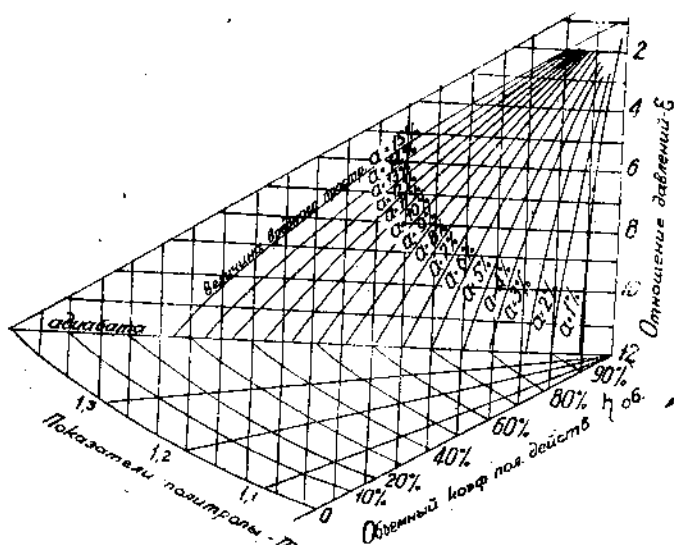
Пример 1. Найти $\eta_{об}$ воздушного насоса при $a = 5\%$, $\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} = 4$ и $m = 1,3$;

$$\eta_{об} = 1 - 0,05 (4^{1,3} - 1) \cong 0,91.$$

Для облегчения подсчетов $\eta_{об}$ на фиг. 21 дана номограмма (по проф. В. М. Маковскому). Способ пользования ею ясен из надписей на фигуре.

Для установления влияния вредного пространства на потребляемую насосом энергию рассмотрим на фиг. 22 теоретическую индикаторную

диаграмму *ДБВГ*, разбив ее на две части, из которых правая *АБВГ* соответствует индикаторной диаграмме, учитывающей влияние вредного пространства. Из чертежа видно, что площадь *АБВГ* меньше площади *ДБВГ* на заштрихованную площадь *АБД*. Это показывает, что при расширении скопившегося во вредном пространстве воздуха, насосу возвращается энергия, затраченная на сжатие воздуха во вредном пространстве.



Фиг. 21.

Если обозначить количество воздуха сжимаемое во вредном пространстве через $G_{вр}$, а сжимаемое в цилиндре через G , то можно написать следующее уравнение:

$$E = (G + G_{вр}) \cdot E_{сжат} - G_{вр} \cdot E_{расш}$$

где $E_{сжат}$ — энергия, затраченная на сжатие 1 кг воздуха,
 $E_{расш}$ — энергия, отдаваемая при расширении 1 кг воздуха.

Перепишем это уравнение в следующем виде:

$$E = G \cdot E_{сжат} + G_{вр} (E_{сжат} - E_{расш}), \quad (19)$$

т. е. влияние вредного пространства на потребляемую насосом работу зависит только от протекания процессов сжатия и расширения.

Возможны три случая:

1. $E_{сжат} < E_{расш}$; тогда знак перед вторым членом правой части уравнения будет отрицательный, и наличие вредного про-

странства уменьшит потребляемую насосом энергию.

2. $E_{сжат} = E_{расш}$ — наличие вредного пространства не отражается на величине потребляемой насосом энергии.

3. $E_{сжат} > E_{расш}$ — потребляемая насосом работа от наличия вредного пространства возрастает.

Определить влияние вредного пространства на основании индикаторной диаграммы представляется затруднительным. Значительно легче произвести это, пользуясь *TS*-диаграммой.

Рассмотрим, как изображается влияние вредного пространства в *TS*—или *JS*-диаграммах. При адиабатических процессах сжатия и расширения вертикаль *АБ* (фиг. 22) будет линией сжатия, а *ВГ* — линией расши-

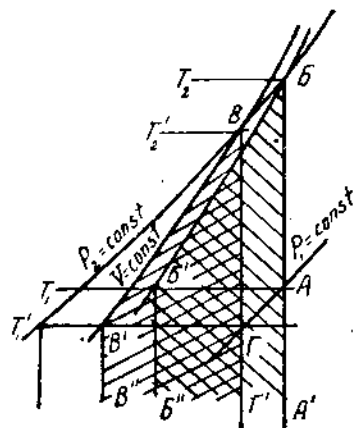


Фиг. 22.

ения. Работа сжатия воздуха здесь изобразится площадью $A'BB'B''$, работа расширения—площадью $\Gamma'BB'\Gamma''$. [Измерив две площади, можно определить разность ($E_{сжат}$ — $E_{расш}$) и, таким путем, оценить влияние вредного пространства на потребляемую насосом работу. Необходимо отметить, что здесь T_1 и T_2 —температуры начала и конца сжатия, а температуры T'_1 и T'_2 —соответственно температуры начала и конца расширения, причем T'_2 обычно ниже T_2 ; так как за время нагнетания воздуха, которое, как количественный процесс, не находит отражения в TS -диаграмме, происходит некоторое падение температуры сжатого газа, находящегося о вредном пространстве.

В дальнейшем рассмотрим конкретный пример оценки влияния вредного пространства на потребляемую насосом работу при помощи TS -диаграммы, теперь же необходимо отметить те меры, которые применяются для уменьшения влияния вредного пространства.

Из аналитического выражения для $\eta_{об}$ ясно следует, что основные пути борьбы за увеличение $\eta_{об}$ (т. е. уменьшение влияния вредного пространства) идут в сторону уменьшения a и ϵ . Помимо этого, однако, существуют и другие способы. Один из них, так сказать, косвенный, направленный на увеличение количества засасываемого воздуха, состоит в уменьшении температуры всасываемого газа. При этом его удельный объем уменьшается и в один и тот же рабочий объем цилиндра попадает большее массовое количество воздуха. Вследствие того, что оставшийся во вредном пространстве воздух после своего расширения в цилиндре имеет более высокую температуру, чем засасываемый извне, температура смеси этого воздуха с остатками расширившегося воздуха



Фиг. 23.

$$t_{cp} = \frac{G \cdot t_0 + G_{сп} \cdot t_{расш}}{G + G_{сп}}, \quad [(20)]$$

где t_{cp} —температура смеси в $^{\circ}\text{C}$;

G и $G_{сп}$ —соответственно вес воздуха, заключенного во всем цилиндре и во вредном пространстве;

t_0 и $t_{расш}$ —соответственно температуры засасываемого воздуха и воздуха, находившегося во вредном пространстве после его расширения.

Очевидно, что, чем ниже будет температура t_0 (т. е. чем холоднее идет засасываемый воздух), тем ниже будет и t_{cp} , и, следовательно, тем меньше по весу количество воздуха попадет в цилиндр насоса.

Более удобно применять для нахождения средней температуры воздуха при всасывании формулу, полученную из предшествующей путем отстановки величин $G = \frac{\eta_{об} \cdot V}{v_1}$ и $G_{сп} = \frac{a \cdot V}{v_2}$.

тогда

$$t_{cp} = \frac{t_0 + \frac{G_{сп}}{G} \cdot t_{расш}}{1 + \frac{G_{сп}}{G}} = \frac{t_0 + \frac{a \cdot v_1}{\eta_{об} v_2} t_{расш}}{1 + \frac{a \cdot v_1}{\eta_{об} v_2}}, \quad (20')$$

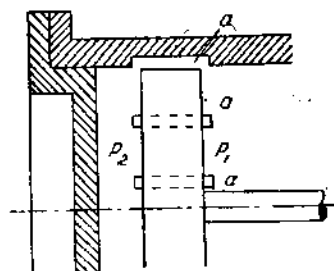
где v_1 и v_2 —удельные объемы газа при соответствующих состояниях его.

Другой, также косвенный, способ состоит в том, чтобы не создавать а пути всасывания газа каких-либо сопротивлений (колен, задвижек

и т. п.), которые могли бы дополнительно снизить давление всасывания и этим уменьшить весовое количество засасываемого воздуха.

Приведенные два способа названы нами косвенными, так как они влияют лишь на весовое количество засасываемого воздуха, а не на объем, так что на численное выражение $\eta_{об}$ в этих случаях влияние не оказывается.

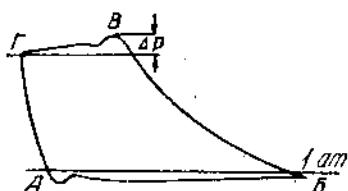
Существуют, однако, и другие способы, при которых изменяется непосредственно величина $\eta_{об}$. Одним из них является, например, способ проф. Веннера, применяемый в вакуум-насосах. В стенках цилиндра насоса, вблизи от крышек его, устраиваются особые перелускные каналы (фиг. 24) и, когда поршень приходит в мертвое положение, вредное пространство (фиг. 24, слева от поршня) соединяется через эти каналы с пространством за поршнем и воздух туда перетекает почти мгновенно. Таким образом к моменту начала обратного хода поршня слева от него будет давление, близкое к атмосферному, и всасывание сможет начаться почти тотчас же. $\eta_{об}$ в подобных насосах близко к 1. Однако этот метод связан с потерей энергии от расширения воздуха, находившегося во вредном пространстве, так как он теперь расширяется уже справа от поршня (на фиг. 24). Поэтому такие насосы работают неэкономно и в настоящее время редко применяются. В вакуум-насосах, где $\eta_{об}$ непосредственно определяет достижимый вакуум и где этот фактор оттесняет на второй план фактор экономичности, способ проф. Веннера в том или ином виде применяется и в настоящее время.



Фиг. 24.

3. Истинная рабочая диаграмма поршневого насоса и ее изображение в TS -координатах

После того, как мы выяснили основное отличие рабочей диаграммы насоса от теоретической диаграммы, можно перейти к изображению истинной диаграммы насоса в сводном виде. На фиг. 25 дана подобная диаграмма, снятая непосредственно с насоса при помощи индикатора. Здесь достаточно ясно видно влияние вредного



Фиг. 25.

пространства, сопротивления в клапанах при всасывании и нагнетании, инерции автоматического клапана. Следует еще отметить некоторое падение давления в конце нагнетания, в связи с расширением или отбором воздуха в приемном ресивере.

На этой фигуре очень трудно определить, характер процессов сжатия и расширения, которые, как мы уже говорили, чаще всего протекают политропически с переменным m . Зависит это, в частности, от того, что в начале засасывания воздух холоднее стенок цилиндра, а затем он становится более нагретым, чем стенки, и, если вначале процесс проходил с получением тепла от стенок, то в конце он проходит с отдачей его последним. В соответствии с этим меняется и показатель. Аналогичные явления происходят и при расширении.

Нагляднее всего это видно в TS -диаграммах при переносе в них индикаторных диаграмм насосов (последние получают в координатах pv при снятии их индикатором). Делается это путем определения значений p и v для каждой данной характерной точки диаграммы и определения, посредством уравнения состояния, величин, характеризующих эти состояния в TS -диаграмме. Значения v можно заменить пропорциональными им

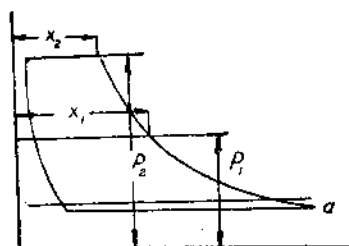
величинами длин хода поршня насоса— x , которые определяются непосредственным замером их по индикаторной диаграмме. Найдя по два значения p_1 и p_2 и x_1 и x_2 непосредственным замером их на диаграмме (фиг. 26) мы из соотношения

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 p_1}{T_1 p_2}$$

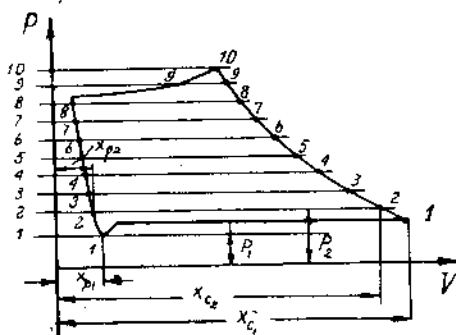
найдем величину:

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 x_2}{p_1 x_1} \quad (21)$$

При этом замер нужно, понятно, начинать от той точки, в которой температура известна, например, от точки a начала сжатия. Зная T и p для каждой точки, мы сможем найти их в TS -диаграмме, пользуясь линиями $T = \text{const}$ и $p = \text{const}$. Схема производства этих замеров и форма записи необходимых величин даны на фиг. 27 и в таблице III.



Фиг. 26.



Фиг. 27.

Вся диаграмма по высоте разбивается на ряд участков, например, на 10 (точки желательно разместить равномерно по кривой сжатия и расширения). Затем на линиях расширения и сжатия намечаются точки, лежащие на горизонталях, проведенных из точек 1—10. Далее замеряются величины p_1, p_2, p_3 и т. д. и соответствующие им на линии сжатия величины x_{c1}, x_{c2}, x_{c3} и т. д. и на линии расширения— x_{p1}, x_{p2}, x_{p3} и т. д. (фиг. 27). Результаты замеров могут быть занесены в нижеприведенную форму.

Таблица III

Таблица для записи величин, необходимых при переносе индикаторной диаграммы в TS -диаграмму

Номера точек	Давление p	Сжатие			Расширение		
		x_c	T , по ф-ле 21	t (°C)	x_p	T , по ф-ле 21	t (°C)
1							
2							
3							
(и т. д.)							

Далее находим пересечения в TS -диаграмме линий постоянного давления p_1, p_2, p_3 и т. д. с соответствующими t_{c1}, t_{c2}, t_{c3} и т. д. / горизонталями t_{p1}, t_{p2}, t_{p3} и т. д. Соединив найденные точки, получим изображения

линий сжатия и расширения в TS -диаграммах. Аналогично производится построение процессов и в IS -диаграмме.¹

На фиг. 29 показана диаграмма насоса, перенесенная в координаты TS . Здесь линия ABV изображает сжатие, происходящее первоначально (до точки B) с получением газом тепла от стенок насоса (наклон линии сжатия вправо, т. е. в сторону возрастания энтропии) и затем (от точки B до V)—с отдачей газом тепла стенкам. Линия AA_1 изображает адиабатическое сжатие газа из той же точки. Как видим, фактически сжатие дало более высокую температуру газа (76°C , вместо $73,6^\circ\text{C}$), чем сжатие от того же начального состояния ($t = 20^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,97 \text{ кг/см}^2$) по адиабате. Работа, затраченная на сжатие, состоит из работы адиабатического сжатия, изображаемого площадью под линиями AA_1 и проходящей через A_1 линией $p = \text{const}$ и дополнительной работы, изображаемой площадью

¹ В случае отсутствия TS -диаграммы таковая может быть построена следующим способом (см. также курсы термодинамики). Прежде всего наносится в определенном масштабе сетка энтропии и температур. Для разности энтропий мы имеем следующее выражение:

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Для построения кривой $v = \text{const}$ положим $v_2 = v_1 = v_0$ и соответственно $T_1 = T_0$ и $S_1 = S_0$ тогда

$$S_2 - S_0 = c_v \ln \frac{T_2}{T_0} = c_v \ln T_2 - c_v \ln T_0.$$

Подставив в эту формулу соответствующие значения T_2 , найдем приращение S и, зная приращение T сможем построить точку, лежащую на линии $v = \text{const}$ при данном возрастании температуры. Аналогично можно построить линию $p = \text{const}$, исходя из формулы

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_2}{p_1};$$

при $p_2 = p_1$ получаем:

$$S_2 - S_1 = c_p \ln T_2 - c_p \ln T_1.$$

Подставив сюда величины c_p и соответствующие значения T , получим приращение S для известного нам приращения T_2 и сможем построить кривую $p = \text{const}$.

Сравнивая выражения для $p_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$,

$$[(S_2)_{p_1} - S_1] = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_2}{p_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1};$$

так как

$$p_2 = p_1$$

и

$$[(S_2)_{p_2} - S_1] = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_2}{p_1},$$

найдем, что расстояние между двумя линиями $p_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$ будет равно:

$$(S_2)_{p_1} - (S_2)_{p_2} = [(S_2)_{p_1} - S_1] - [(S_2)_{p_2} - S_1] =$$

$$c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{p_2}{p_1} - c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = AR \ln \frac{p_2}{p_1} = \text{const}.$$

Из этого следует, что кривые—эквидистантны и, построив линию $p_1 = \text{const}$, мы можем построить всю сетку линий $p = \text{const}$, перенося линию $p_1 = \text{const}$ параллельно себе на расстояние $\Delta S = (S_2)_{p_2} - (S_2)_{p_1} = -AR \ln \frac{p_2}{p_1}$ (фиг. 28). Следует иметь в виду, что это построение учитывает c_v и $c_p = \text{const}$ и истинные линии $p = \text{const}$ несколько не параллельны и получаются при подстановке $c = a_p + bT$ и $c_v = a_v + bT$. Построение сетки $v = \text{const}$ производится точно таким же способом.

АА, ВВ. Эта площадь может быть выражена как произведение из приращения энтропии ΔS на разность средних температур на участках АВ и ВВА, т. е.

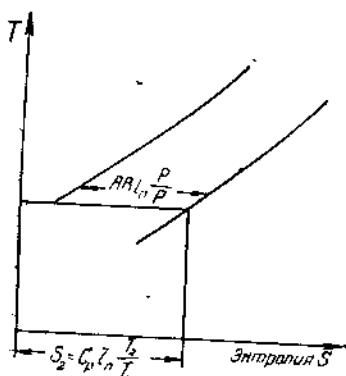
$$\text{пл. } AA, BB = \Delta S (T_{AB, \text{ср}} - T_{BBA, \text{ср}}) = (S_B - S_A) (T_{AB, \text{ср}} - T_{BBA, \text{ср}}).$$

Полученная в результате расширения работа состоит из работы адиабатического расширения, изображаемого линией ГЗ, без работы ГЕДЗ. Можно изобразить эту площадь как произведение приращения энтропии на разность средних температур или

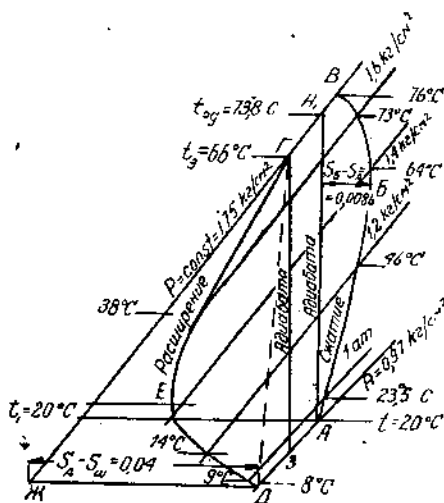
$$\text{пл. } ГЕДЗ = (S_3 - S_E) (T_{ГЕ, \text{ср}} - T_{ЕДЗ, \text{р}}).$$

Вся работа сжатия выразится так:

$$AE_{\text{сжат}} = c_p (T_{A_1} - T_A) + (S_B - S_A) (T_{AB, \text{ср}} - T_{BBA, \text{ср}}).$$



Фиг. 28.



Фиг. 29.

Вся работа расширения выразится так:

$$AE_{\text{расш}} = c_p (T_I - T_E) - (S_3 - S_J) (T_{ГЕ, \text{ср}} - T_{ЕДЗ, \text{ср}}).$$

Пример 2. Пользуясь фиг. 29, подставим соответствующие значения отдельных величин, входящих в подсчет работы сжатия и расширения. Тогда получим при $T_{AB, \text{ср}} = 310$; и $T_{BBA, \text{ср}} = 346,5$:

$$AE_{\text{сжат}} = c_p (T_{A_1} - T_A) + (S_B - S_A) (T_{AB, \text{ср}} - T_{BBA, \text{ср}}) = -0,239 (346,6 - 293) + 0,0086 (346,5 - 310) = 12,8 + 0,314 \approx 13,11 \text{ ккал/кг}.$$

Аналогично можно найти

$$AE_{\text{расш}} = c_p (T_I - T_3) - (S_3 - S_J) T_{ГЕ, \text{ср}}.$$

Однако здесь технически проще вести подсчет несколько иным путем, а именно, непосредственно планиметрированием площади ЖДЕГ определить среднюю температуру ее как среднюю ординату и затем, перемножив на разность энтропии между Ж и Д, получить площадь, соответствующую работе расширения. Тогда при $T_{ГЕ, \text{ср}} = 295^\circ$ получим:

$$AE_{\text{расш}} = (S_A - S_J) T_{ГЕ, \text{ср}} = 0,04 \cdot 295 = 11,8 \text{ ккал/кг}.$$

Для того, чтобы определить полную работу насоса, надо пользоваться формулой (19):

$$E_{\text{общ}} = GE_{\text{сжат}} + G_{\text{ар}} (E_{\text{сжат}} - E_{\text{расш}}) \quad (19)$$

или, умножая все на А,

$$AE_{\text{общ}} = GAE_{\text{сжат}} + G_{\text{ар}} (AE_{\text{сжат}} - AE_{\text{расш}}). \quad (19')$$

Для данного насоса $a = 100\%$ и $\eta_{\text{об}} = 0,93$; тогда

$$G_{\text{ар}} = \frac{aV}{v_{\text{ар}}},$$

где V — общий объем цилиндра,

$v_{вр}$ — уд. объем газа во вредном пространстве;

отношение $\frac{G_{вр}}{G}$ найдем путем подстановки величины $G = \frac{\gamma_{об} V}{v_{вс}}$, где $v_{вс}$ — уд. объем газа во время всасывания.

Получим: $\frac{G_{вр}}{G} = \frac{av_{вс}}{\gamma_{об} v_{вр}}$; вводя это в уравнение (19*), отнесенное к 1 кг, т. е. деленному на G , найдем:

$$AE_{общ. кг} = AE_{сжат} + \frac{av_{вс}}{\gamma_{об} v_{вр}} (AE_{сжат} - AE_{расш}).$$

Величины $v_{вс}$ и $v_{вр}$ определяем или расчетом, или непосредственно по TS -диаграмме. В данном случае имеем: $v_{вс} = 0,885$, $v_{вр} = 0,568$. Тогда получим:

$$AE = 13,12 + \frac{0,1 \cdot 0,885}{0,93 \cdot 0,568} (13,12 - 11,8) = 13,12 + 0,167 \cdot 1,32 = 13,12 + 0,210 = 13,33.$$

В данном случае надо отметить, что:

1. Работа расширения газа, оставшегося во вредном пространстве, меньше работы, потребной для сжатия этого же количества газа (сравни на фиг. 30).

2. Работа, потребляемая насосом, больше таковой при адиабатическом сжатии на 4,3% ($AE_{ад} = 12,84$ кал/кг). Это следует отнести за счет самого характера процесса сжатия, происходящего при значительном притоке тепла от стенок насоса.

3. Воздух при расширении приобретает температуру, даже более низкую, чем воздух, всасываемый извне.

Пример 3.¹ Результаты переноса индикаторной диаграммы в координаты TS показаны на фиг. 30. Здесь мы имеем сжатие во второй ступени насоса. Воздух поступает с $t^0 \approx 20^\circ \text{C}$ после промежуточного охлаждения, но, так как воздух, заключенный во вредном пространстве, после расширения имеет $t_1' = 57^\circ$, то он довольно значительно нагревается. Сжатие идет почти по адиабате (AA_1 — адиабата, AB — истинное сжатие). При выталкивании температура падает с $t_2 = 205^\circ \text{C}$ до $t_3 = 168^\circ$. Линия CD изображает расширение.

Поступая так же, как и выше, найдем работу сжатия.

Здесь $AE_{сжат} = AE_{сжат, ад} - \text{пл. } EA_1B = c_p (T_2 - T_1) - \text{пл. } EA_1B = 0,239 \cdot (504 - 332) - 0,575 = 40,1 - 0,575 \approx 39,5$ кал/кг.

Работу расширения находим, планиметрируя площадь DMS и находя среднюю температуру $t_{DMScp} = 99,98^\circ \text{C}$.

$$AE_{расш} = (273 - 99,98) 0,099 \approx 36,9 \text{ кал/кг.}$$

Тогда $AE_{общ. 1 кг} = AE_{сжат} + \frac{av_{вс}}{\gamma_{об} v_{вр}} (AE_{сжат} - AE_{расш})$.

При $\gamma_{об} = 0,78$; $a = 1\%$; $v_{вс} = 0,217$ и $v_{вр} = 0,065$ (находим по TS -диаграмме или подсчетом по $PV = GRT$ для 1 кг воздуха) и отсюда

$$AE_{общ. 1 кг} = 39,5 + \frac{0,01 \cdot 0,217}{0,78 \cdot 0,065} (39,5 - 36,9) = 39,5 + 1,11 = 40,61,$$

т. е. работа сжатия больше адиабатической всего на 1,2%. Возможна конфигурация диаграммы, при которой $AE_{общ}$ будет меньше $AE_{ад}$.

¹ Диаграмма взята из статьи инж. Фрелига, „Русско-германский вестник науки и техники“ за 1932 г., № 12.

Применяя подобный метод изображения индикаторной диаграммы насосов в TS -диаграмме, мы можем подвергнуть эту диаграмму достаточно подробному анализу (по примеру произведенных выше сокращенных анализов) на одну из основных интересующих нас величин, а именно — на потребную работу, а также на оценку влияния вредного пространства. Вообще говоря, изображение в TS -диаграмме дает значительно более ясную картину протекания процессов (например, в части теплообмена), чем изображение в pV -диаграмме. Как будет показано дальше, расчет насосов также облегчается применением TS -диаграммы. Поэтому в насосостроении пользование TS -диаграммой широко распространено.

III. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

При сжатии воздуха до высоких давлений в одном цилиндре, его температура достигала бы таких величин, при которых могла бы вспыхнуть применяющаяся для насосов смазка. Следствием этого мог бы быть взрыв в трубопроводах или резервуарах. В таблице IV даны температуры, которых достигал бы воздух с начальной температурой в 20°C при различных степенях сжатия его.

Таблица IV¹

$\frac{p_2}{p_1}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{кон}}$ при адиабатическом сжатии	65,4	124,0	160	190	214,2	235	254,3	271,5	288,5

Температура свыше 200°C уже представляет значительную опасность с точки зрения самовоспламенения.

Для борьбы с повышением температуры в насосах можно применять несколько способов. Один из наиболее старых способов это введение воды внутрь цилиндра насоса, или разбрызгиванием ее в цилиндре в сжатом нагретом воздухе (при чем вода испаряется и охлаждает воздух), или применением водяных поршней, что в конечном счете сводится к тому же.

Другим способом является введение воды в рубашку, окружающую насос; вода эта отнимает теплоту от стенок цилиндра, а через них и от масла, скопившегося на стенках и от близлежащих слоев воздуха.

Наиболее эффективным является первый метод: он дает сильное охлаждение воздуха, однако при нем возможно смывание водой смазки со стенок цилиндра, что содействует коррозии металла. Кроме того, имеющиеся в воде примеси засоряют клапаны и, наконец, вода увлажняет сжимаемый воздух.

Второй метод значительно менее эффективен в смысле охлаждающего действия, но преимущество его перед первым заключается в том, что он не нарушает условий смазки насоса, так как охлаждающая жидкость не соприкасается с воздухом и маслом и лишь охлаждает стенки. Это и является причиной меньшей эффективности данного способа: жидкость охлаждает стенки, а уже последние — близлежащий воздух. Таким образом при большем диаметре цилиндра воздух, находящийся в центре цилиндра, почти не охлаждается. Следовательно, этот способ охлаждения может быть достаточно эффективным лишь при малых диаметрах цилиндра.

Наконец, третий способ понижения температуры сжимаемого газа заключается в введении нескольких ступеней сжатия с промежуточным охлаждением между ними. Этот способ весьма распространен.

¹ По Гюте, изд. 10, том II, стр. 709.

Помимо опасности воспламенения смазки, нагрев воздуха при сжатии влечет за собой его расширение и, следовательно, возникают дополнительные сопротивления сжатию. Это отражается на расходе мощности. Чем выше степень сжатия в цилиндре, тем более нагревается в нем сжимаемый воздух и тем большее дополнительное сопротивление он оказывает сжатию. Следовательно, расход мощности на сжатие воздуха в цилиндре будет относительно тем больше, чем выше степень сжатия. Это обстоятельство иллюстрируется таблицей V, где в первой строке дан расход энергии на сжатие газа по адиабате при разных степенях сжатия, а во второй — то же по изотерме (т. е. без повышения температуры). В следующей строке дано отношение этих двух величин, характеризующее величину дополнительных сопротивлений от расширения газа при нагреве его во время сжатия. Как видно из таблицы, при $\varepsilon = 2$, $E_{ад}$ больше $E_{из}$ примерно на 11%, а при $\varepsilon = 10$ — примерно на 40%. Это свидетельствует о том, что проводить сжатие в цилиндре при меньших степенях сжатия выгоднее, чем при больших.

Таблица V¹

$\frac{p_2}{p_1}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$E_{ад}$	7680	12910	17000	20440	23420	26300	28420	30700	32700
$E_{из}$	6920	11000	13870	16100	17920	19470	20800	21980	23200
$\frac{E_{ад}}{E_{из}}$	1,113	1,175	1,225	1,275	1,305	1,350	1,370	1,400	1,413

Далее, если учтем что, выражение для объемного к. п. д. $\eta_{об} = 1 - a \left(\frac{1}{m} - 1 \right)$; мы, увидим что последний находится в прямой зависимости от степени сжатия ε , т. е., чем больше ε , тем, при прочих одинаковых условиях, больше влияние вредного пространства. Эти соображения также приводят к заключению, что выгоднее производить сжатие в цилиндре с малыми степенями сжатия. Учитывая все сказанное, нужно считать, что для надежного и экономичного достижения в насосе высоких давлений целесообразно разделить процесс на несколько процессов с меньшими степенями сжатия в каждом. При этом воздух должен проходить все эти процессы последовательно и общая степень сжатия должна равняться потребной величине. Для того, чтобы температура воздуха не повышалась чрезмерно, он должен охлаждаться до начальной температуры в промежутках между отдельными сжатиями.

Такое сжатие называется многоступенчатым с промежуточным охлаждением. Нужно отметить еще одно преимущество многоступенчатого сжатия, заключающееся в том, что при прохождении через промежуточные холодильники из сжимаемого воздуха выделяется влага и он выходит из насоса осушенным.

Из сказанного следовало бы сделать вывод, что выгодно делить процесс сжатия на возможно большее число процессов с малой степенью сжатия, в действительности же это не так — некоторые соображения, рассматриваемые нами ниже, заставляют ограничивать число ступеней сжатия (для двигателей внутреннего сгорания крайне редко применяется более трех ступеней).

Дальше займемся рассмотрением графического изображения многоступенчатого процесса сжатия в pV - и TS -диаграммах и в частности изображением выгоды, получаемой от деления процесса на ступени.

¹ Составлена по таблицам, приложенным к книге Гинц. Термодинамические основы поршневых турбокомпрессоров.

на величину заштрихованной площади $A'BBГ$, представляющей собой экономию в затрате работы на сжатие воздуха. На фигуре имеется кажущийся большим возврат работы при расширении, при сжатии без деления на ступени (площадь $НМКО$). Но, как мы уже знаем, влияние вредного пространства на затрату работы зависит только от характера процесса сжатия и расширения (см. формулу 19) и может быть выявлено лишь с помощью TS -диаграммы. Поэтому судить на основе этой диаграммы о величине возврата работы на единицу объема воздуха при расширении нельзя. Обычно вредное пространство оказывает, в силу довольно сложных процессов теплообмена со стенками цилиндра и поршнем, весьма незначительное влияние на работу, затрачиваемую на сжатие в насосе. Таким образом можно считать, что сжатие воздуха от давления P_1 до давления P_2 в двух ступенях дало по сравнению со сжатием в одной ступени экономию в работе, эквивалентную площади $BBГA$ по сравнению со сжатием в одной ступени.

Если при двухступенчатом сжатии обозначим степень сжатия от давления P_1 до P_2 через ε :

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} = \frac{p_2}{p_1},$$

и аналогично обозначим:

$$\varepsilon_{н. о} = \frac{p_{пром}}{p_1} \quad \text{и} \quad \varepsilon_{в. о} = \frac{p_2}{p_{пром}},$$

то можно написать:

$$\varepsilon = \varepsilon_{н. о} \cdot \varepsilon_{в. о},$$

т. е. общая степень сжатия равна произведению из степеней сжатия в отдельных ступенях.

Рассмотрим, чему же должна равняться степень сжатия в каждой из ступеней давления. Для этого можно исходить из положений, что:

1) в каждой ступени сжатия должна получаться одинаковая конечная температура, что целесообразно и с конструктивной точки зрения (отнятие примерно одинаковых количеств тепла от воздуха после каждого сжатия), и

2) работа, потребляемая насосом, при многоступенчатом сжатии должна быть минимальной, целесообразность чего ясна сама по себе.

Первое положение приводит к выводу, что температура после первого сжатия должна равняться:

$$T_{пром} = T_1 \left(\frac{p_{пром}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \varepsilon_{н. о}^{\frac{k-1}{k}},$$

температура после второго сжатия, учитывая промежуточное охлаждение:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_{пром}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \varepsilon_{в. о}^{\frac{k-1}{k}}.$$

Исходя из первого положения, имеем конечные температуры сжатия $T_{пром} = T_2$, и получим:

$$\varepsilon_{н. о} = \varepsilon_{в. о} \quad \text{и} \quad \frac{p_2}{p_{пром}} = \frac{p_{пром}}{p_1},$$

откуда $p_{пром}^2 = p_2 \cdot p_1$ и $p_{пром} = \sqrt{p_2 \cdot p_1}$.

Разделив все на p_1 , получим:

$$\frac{p_{пром}}{p_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \quad (22')$$

или, переходя опять к степеням сжатия,

$$\varepsilon_{н. о} = \sqrt{\varepsilon}, \quad (22'')$$

т. е. степень сжатия в отдельных ступенях, при двухступенчатом сжатии, равна корню второй степени из полной степени сжатия.

Исходя из второго положения о равенстве работы, мы должны найти минимум значения выражения для работы, затраченной в насосе в обеих ступенях.

$$E = P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{проп}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_{\text{проп}} V_{\text{проп}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{\text{проп}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

При $P_1 V_1 = P_{\text{проп}} V_{\text{проп}}$ (сжатие приближается к изотермическому, см. фиг. 31) получим:

$$E = P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{проп}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_{\text{проп}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right].$$

Найдем минимальное значение этого выражения:

$$d \left[\left(\frac{p_{\text{проп}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_{\text{проп}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] = 0$$

или

$$\frac{k-1}{k} \frac{p_{\text{проп}}^{\frac{k-1}{k}}}{p_1^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_{\text{проп}}^{\frac{k-1}{k}}} = 0.$$

Произведя соответствующие сокращения, преобразования и перестановки, получим:

$$\begin{aligned} \frac{p_{\text{проп}}^{\frac{k-1}{k}}}{p_1^{\frac{k-1}{k}}} &= \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_{\text{проп}}^{\frac{k-1}{k}}}; \\ p_{\text{проп}}^{\frac{k-1}{k} + 1} \left(\frac{k-1}{k} + 1 \right) &= (p_2 \cdot p_1)^{\frac{k-1}{k}}; \\ p_{\text{проп}}^2 \frac{k-1}{k} &= (p_2 \cdot p_1)^{\frac{k-1}{k}} \text{ и } p_{\text{проп}}^2 = p_2 \cdot p_1. \end{aligned}$$

Это выражение соответствует выражению, полученному выше при допущении равенства температур, и дает в конечном счете:

$$\varepsilon_n \cdot \delta = \sqrt[2]{\varepsilon}, \quad (22')$$

т. е. оба положения удовлетворяются при одном и том же соотношении степеней сжатия.

Аналогичными рассуждениями мы могли бы получить подобные выражения для трех, четырех и т. д. ступеней. В общем виде можно написать:

$$\varepsilon_n = \sqrt[n]{\varepsilon}, \quad (22)$$

где ε_n — степень сжатия в отдельных ступенях,

n — число ступеней сжатия,

ε — общая степень сжатия для всего насоса.

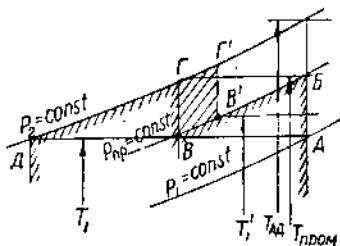
Таким образом теоретическая работа, потребляемая многоступенчатым насосом при адиабатическом сжатии, может быть выражена формулой:

$$E_{\text{многост. ад}} = n \cdot P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{проп}}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (23')$$

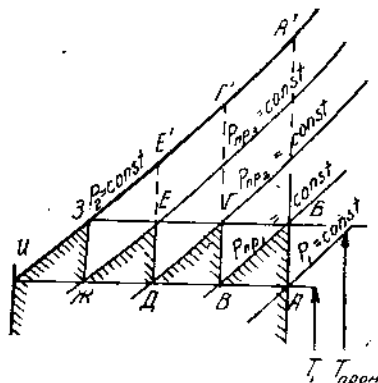
где n — число ступеней сжатия, а прочие величины имеют прежние значения.

неполном промежуточном охлаждении, следовательно, несколько уменьшается. В силу этого нужно стремиться к достижению полного промежуточного охлаждения, хотя на практике это осуществляется редко. Обычно температура T_1' на 10—20°С выше начальной температуры сжатия T_1 (т. е. температуры воздуха, близкой к температуре окружающей среды).

До сих пор мы рассматривали двухступенчатое сжатие; рассмотрим, как изобразится в TS -диаграмме многоступенчатое (более, чем двухступенчатое) сжатие. На фиг. 34 изображен процесс четырехступенчатого сжатия. Здесь AB — адиабатическое сжатие воздуха от давления p_1 при температуре T_1 до давления $p_{\text{пром. I}}$ при температуре $T_{\text{пром. I}}$, BC — соответствующее сжатие воздуха после промежуточного охлаждения до температуры T_1 , от давления $p_{\text{пром. I}}$ до давления $p_{\text{пром. II}}$ при температуре $T_{\text{пром. II}}$ и т. д. Весь процесс сжатия изображается зигзагообразной кривой $ABCD EFGH$. Здесь же изображен одноступенчатый процесс сжатия в виде линии AA' . Площади, лежащие под кривой $ABCD EFGH$ и AA' и,



Фиг. 33.



Фиг. 34.

соответственно изображают работу при сжатии четырехступенчатом и одноступенчатом. Площадь $BA_1 ZHEDGB$ изображает экономию в работе при сжатии.

Можно сделать заключение, что наибольшая часть экономии в работе относится к разделению сжатия на первую и вторую ступень (площадь $A_1 G' BB$). Последующие площади, относящиеся к дальнейшему делению на ступени ($DE G' G$ и $ZHE' E$), меньше и показывают, что дальнейшее деление на ступени дает меньшую экономию в работе, чем первые ступени. Для характеристики этого обстоятельства введем термин „эффективность перехода от n к m ступеням“¹.

$$\mathcal{E}_{n-m} = \frac{(\eta_{из})_m}{(\eta_{из})_n}, \quad (\text{при } m < n)$$

где $(\eta_{из})_n$ и $(\eta_{из})_m$ — изотермические коэффициенты полезного действия (см. далее) при n и m ступенях. Подставив сюда выражение для $\eta_{из. сжат}$ =

$$= \frac{E_{из}}{E_{ид}} \quad (\text{см. раздел 4, стр. 51}), \text{ и значение } E \text{ по формуле (23), найдем при}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = j:$$

$$\mathcal{E}_{n-m} = \frac{(E_{из})_m}{(E_{из})_n} = \frac{m P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{km}} - 1 \right]}{n P_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{kn}} - 1 \right]} = \frac{m (j^{\frac{1}{m}} - 1)}{n (j^{\frac{1}{n}} - 1)}.$$

¹ Поликовский, Вентиляторы, воздухоудки и компрессоры. Энергоиздат, 1933, стр. 33 § 3.

По этой формуле подсчитана следующая таблица (по Поликовскому).

Значение $\mathcal{E}_{1-2}$ при $\frac{P_2}{P_1} = 2 \div 100$

$\frac{P_2}{P_1}$	2	4	8	16	32	64	100
$\mathcal{E}_{1-2}$	1,05	1,11	1,18	1,26	1,31	1,41	1,47

Значение $\mathcal{E}_{2-3}$ при $\frac{P_2}{P_1} = 8 \div 200$

$\frac{P_2}{P_1}$	8	16	32	64	150
$\mathcal{E}_{2-3}$	1,06	1,08	1,1	1,12	1,14

Из этой таблицы следует, что при переходе от первой ко второй ступени и от второй к третьей увеличение $\eta_{из}$ сжатия при малых давлениях очень незначительно. Считается нормальным, что увеличение числа ступеней на 1 целесообразно лишь при $\mathcal{E}_{n \div n+1} \cong 1,1$.

Это обстоятельство является одним из соображений, которые, как было указано выше (стр. 42), ограничивают разделение процесса сжатия на ступени. Дело в том, что введение многоступенчатого процесса сжатия связано со значительным усложнением насоса (несколько комплектов всасывающих и нагнетательных клапанов, несколько цилиндров и поршней или дифференциальные поршни и цилиндры, промежуточные холодильники и т. п.). Кроме того, несколько ухудшается механический коэффициент полезного действия. Увеличение числа клапанов вызывает увеличение потерь работы на преодоление сопротивления в них и т. д. (так называемые потери дросселирования). Следовательно, с увеличением числа ступеней сжатия относительно уменьшается выгода от этого деления (тем более, что в большинстве случаев охлаждение неполное), увеличиваются потери дросселирования и значительно усложняется насос. Поэтому деление процесса сжатия на ступени ограничивается на практике из экономических соображений (увеличение стоимости насоса в связи с большей сложностью его и постепенное уменьшение роста экономии в работе при увеличении числа ступеней) величинами, приведенными в таблице VI. Выбор числа ступеней делается обычно в зависимости от высоты конечного давления, как это показано в таблице применительно к насосам для двигателей внутреннего сгорания.

Таблица VI

Конечное давление в ат	Практически применяемое число ступеней сжатия
4 — 5	1
6 — 10	1 — 2
25 — 30	1 — 2
60 — 50	2 — 3
100 — 150	3
Выше 200	4 — 5

Насосы на давление в 200 ат и выше в моторостроении применяются очень редко.

В дальнейшем, при рассмотрении конструкций насосов, мы более детально остановимся на вопросе о типах насосов в отношении числа ступеней, в зависимости от рода их применения. На фиг. 35 показана диаграмма четырехступенчатого сжатия от давления $P_{нач} = 0,92$ ат до $P_{кон} = 180$ ат, более близкая к действительному процессу, чем процесс, изображенный на фиг. 34. В данной диаграмме учтены: во-первых, охлаждение воздуха после его сжатия при выталкивании (понижение по линии

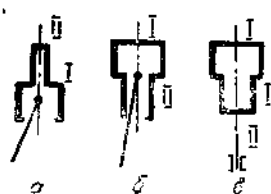
$p = \text{const}$, например, от точки B до B') и, во-вторых, неполное промежуточное охлаждение (начало сжатия в третьей ступени от $t = 40^\circ \text{C}$ и в четвертой от $t = 60^\circ \text{C}$, а не $t = 20^\circ$, как это имеет место в первой и второй ступенях). Однако изображенный на фиг. 35 процесс все же не является действительным, так как здесь сжатие предположено адиабатическим, что на самом деле не встречается.

Попутно нужно остановиться на схеме построения одноцилиндрового многоступенчатого насоса. Рассмотрим схемы двух- и трехступенчатых насосов.

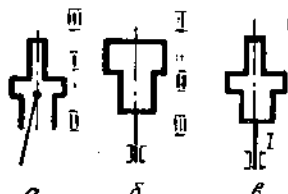
Двухступенчатые насосы выполняются в основном по схемам a или b , изображенным на фиг. 36. В схеме a давления при сжатии воздуха в первой и второй ступенях направлены в одну и ту же сторону (вниз) во время хода поршня вверх. При обратном ходе поршня в цилиндрах имеет место всасывание. Работа этого насоса неуравновешена, так как при ходе вверх поршень сильно нагружен, в то время как при ходе вниз он мало нагружен. Достоинством этой схемы являются сравнительно малые габариты насоса и несложность монтажа.

В схеме b давления все время направлены в разные стороны и поэтому этот насос работает равномернее, чем насос, выполненный по схеме a .

Насос, изображенный на схеме b , называется трехкамерным, он имеет три камеры сжатия: в двух сжимается воздух от начального давления p_1 до промежуточного (на фиг. 36, b они помечены цифрой I), при чем в каждую из камер воздух засасывается извне. Третья камера засасывает сжатый до давления $p_{\text{пром}}$ воздух из первых двух камер и сжимает его до конечного давления. Стойки зрения уравновешенности эта схема одинакова со схемой b . Преимущества ее заключаются в значительной компактности, а недостатки—в сложности конструкции и, в частности, в необходимости иметь шток, сальник и крейцкопф.



Фиг. 36.



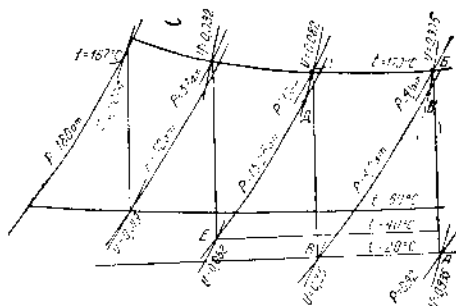
Фиг. 37.

Схемы устройства трехступенчатых насосов показаны на фиг. 37. Наиболее распространенной является схема a , которая является наиболее простой, хотя давления в ней распределены не вполне равномерно. Схемы b и $в$ применяются значительно реже, так как требуют штока, сальника и крейцкопфа. Давление в них распределено более равномерно, чем в схеме a .

IV. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Для оценки работы каких-либо механизмов обычно пользуются коэффициентом полезного действия, указывающим качество превращения вводимой энергии или характеризующим действительную их производительность в сравнении с теоретически возможной.

Производительность воздушного насоса, как было показано выше, может быть характеризована объемным коэффициентом полезного действия $\eta_{об}$, дающим отношение фактически засосанного воздуха к теоретически возможному количеству его для данного насоса. Однако $\eta_{об}$ не характеризует полностью подаваемое насосом количество воздуха, так как, помимо

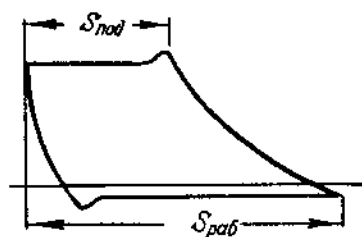


Фиг. 35.

потери производительности, зависящих от влияния вредного пространства, сопротивлений в клапанах и нагрева воздуха, имеются еще и количественные потери в производительности, вызываемые такими обстоятельствами, как:

- 1) потери воздуха через неплотности поршня,
- 2) потери воздуха от неплотностей во всасывающих клапанах (вытекание во всасывающий трубопровод во время сжатия),
- 3) потери воздуха от неплотностей нагнетательных клапанов (перетекание воздуха из нагнетательных трубопроводов в цилиндр во время всасывания).

Все эти потери $\eta_{об}$ не учитываются. Поэтому введен другой показатель, характеризующий качество насоса с точки зрения даваемой производительности, — это так называемый *объемный коэффициент подачи*, являющийся отношением количества воздуха, поданного в нагнетательный



Фиг. 38.

трубопровод и приведенного к условиям всасывания, к объему хода поршня при тех же условиях; следовательно, показано отношение фактически поданного к теоретически возможному максимальному количеству засасываемого воздуха.

Этот коэффициент $\eta_{под}$ (фиг. 38) мог бы быть условно выражен отношением $\eta_{под} = \frac{S_{под} \cdot k}{S_{раб}}$, где $S_{под} \cdot k$ произведение длины

хода, на которой идет подача воздуха в резервуар на поправочный коэффициент. Так как практически измерить величину $S_{под}$ по индикаторной диаграмме представляется очень затруднительным и, кроме того, нужно сделать приведение к условиям всасывания, то обычно этот коэффициент определяют непосредственным замером количества воздуха, поданного за определенный промежуток времени в нагнетательный трубопровод и нахождением величины

$$\eta_{под} = \frac{V_{под, \text{привед}}}{V_{раб}},$$

где $V_{под, \text{привед}}$ — замеренное количество поданного за определенный промежуток времени воздуха, приведенного к условиям всасывания.

Этот коэффициент мог бы быть выражен через $\eta_{об}$ путем введения еще одного коэффициента, учитывающего перечисленные выше потери, т. е.

$$\eta_{под} = \xi \cdot \eta_{об},$$

где ξ лежит в пределах 0,9 — 1,0 (по проф. В. М. Маковскому) и 0,85 — 0,95 (по другим источникам).

Другая величина, характеризующая количество преобразованной энергии, может быть дана в виде коэффициента полезного действия воздушного насоса.

Наименьшей работой, потребляемой насосом при сжатии воздуха, явилась бы таковая при *изотермическом сжатии* (не касаясь расширения воздуха, имеющегося во вредном пространстве, каковое выгодно проводить адиабатически), так как политропы с показателем меньше единицы на практике никогда не встречаются. Изотермическая работа в воздушных насосах также никогда не имеет места, и процесс сжатия протекает большей частью политропически при средних показателях, близких к адиабатическому (порядка 1,3 — 1,35 и более), или гиперadiaбатическому. Здесь мы говорим о средних показателях, так как последние в процессе сжатия могут меняться чрезвычайно резко. Поэтому работа, затрачиваемая в воздушном насосе, больше изотермической и, кроме того, имеют

место еще потери энергии на преодоление сопротивления клапанов, трение, неплотности и прочее. Если обозначить:

$E_{из}$ — работу, требуемую на изотермическое сжатие;

$E_{инд}$ — фактическую работу, переданную в цилиндр;

$E_{общ}$ — фактическую работу, переданную насосу на его валу

то получим:

1) механический коэффициент полезного действия, учитывающий потери на трение и пр.;

$$\frac{E_{инд}}{E_{общ}} = \eta_{мех}; \quad (24)$$

2) коэффициент полезного действия, считая по отношению к изотермическому сжатию:

$$\frac{E_{из}}{E_{инд}} = \eta_{из. сжат}; \quad (25)$$

3) общий коэффициент полезного действия, характеризующий превращение энергии в насосе в целом по отношению к изотермическому сжатию:

$$\frac{E_{из}}{E_{общ}} = \eta_{мех} \cdot \eta_{из. сжат} = \eta_{из. общ}. \quad (26)$$

Коэффициент $\eta_{из. сжат}$ по входящим в него величинам можно было бы по аналогии с обозначениями для термодинамических процессов считать индикаторным коэффициентом полезного действия. Однако, поскольку здесь $E_{инд} > E_{из}$ и, следовательно, при принятых в термодинамике для первичных двигателей обозначениях для коэффициента полезного действия $\frac{E_{инд}}{E_{идеальн. проц.}}$, равного для нашего случая $\frac{E_{инд}}{E_{из}}$, этот коэффициент был бы больше единицы. Его можно было бы назвать „обратным“ индикаторным коэффициентом полезного действия. Поскольку применение коэффициента полезного действия большего единицы на практике не принято, то за отношением, указанным в ур-нии (25), сохранены названия внутреннего изотермического коэффициента полезного действия.

Другим идеальным процессом для воздушных насосов является адиабатический. Если обозначить через $E_{ад}$ работу, необходимую для адиабатического сжатия воздуха, то при прочих прежних обозначениях будем иметь:

1) к. п. д. сжатия по отношению к сжатию по адиабате:

$$\frac{E_{ад}}{E_{инд}} = \eta_{ад. сжат}; \quad (27)$$

2) к. п. д., характеризующий общее превращение энергии в насосе по отношению к адиабатическому сжатию:

$$\frac{E_{ад}}{E_{общ}} = \eta_{мех} \cdot \eta_{ад. сжат} = \eta_{ад. общ} \quad (28)$$

Пример 4. Для приведения насоса в действие расходуется на 1 м³ воздуха $E_{общ} = 21\,250$ кгм.

На трение в частях механизма расходуется около 15% затрачиваемой работы; следовательно, $\eta_{мех} = 0,85$ и $E_{инд} = 0,85 \cdot 21\,250 = 18\,062$ кгм.

Для изотермического одноступенчатого сжатия газа до 4 ат требуется $E_{из} = 13\,870$ кгм, а для адиабатического $E_{ад} = 17\,000$ кгм.

Следовательно, коэффициенты полезного действия насоса будут:

$$\eta_{из,сжат} = \frac{13\,870}{18\,062} = 0,768;$$

$$\eta_{ад,сжат} = \frac{17\,000}{18\,062} = 0,941;$$

$$\eta_{из,общ} = \frac{13\,870}{21\,250} = 0,65;$$

$$\eta_{ад,общ} = \frac{17\,000}{21\,250} = 0,8.$$

Как видно из приведенного выше примера, оба подсчета, отнесенные к сжатию при адиабатическом или изотермическом протекании теоретического процесса, дают различные величины коэффициента полезного действия. Каким же из этих коэффициентов следует пользоваться для характеристики насоса? Прежде всего ясно, что ни $\eta_{мех}$, ни $\eta_{из,сжат}$, ни $\eta_{ад,сжат}$, каждый в отдельности не могут характеризовать работу насоса в отношении преобразования энергии и лишь их произведение, т. е. $\eta_{из,общ}$ или $\eta_{ад,общ}$ дают представление о процессе превращения энергии, происходящем во всем агрегате насоса. Однако пользование общим коэффициентом полезного действия требует указания, к какому из идеальных процессов отнесен коэффициент полезного действия. Это для потребителей, понятно, неудобно. Поэтому более целесообразно, вместо общего коэффициента полезного действия, указывать просто расход энергии на сжатие единицы объема или веса газа, что дает возможность определить как $\eta_{из,общ}$, так и $\eta_{ад,общ}$ и прочие нужные коэффициенты, не требуя указания на способ подсчета.

Таким образом для оценки качества работы воздушного насоса потребителю достаточно знать две величины: $\eta_{под}$ и расход энергии на сжатие единицы веса или объема газа в данном насосе.

Этих величин при более глубоком исследовании или сравнении между собой работы нескольких насосов различной конструкции недостаточно, ибо эти величины не представляют возможности дать оценку качеству самого процесса сжатия, что необходимо знать для улучшения качества насоса и определения баланса энергии. В силу этого при полном изучении работы насоса необходимо определить его коэффициенты полезного действия.

Возникает вновь вопрос, каким из коэффициентов полезного действия следует пользоваться? Теоретически наиболее обосновано пользование $\eta_{из}$, ибо процесс сжатия по изотерме является наилучшим с точки зрения затраты энергии (см. об этом выше). Однако, если рассмотрим величины изотермического и адиабатического коэффициента полезного действия сжатия для двух насосов, имеющих различные степени сжатия, то увидим, что разница между изотермическими коэффициентами полезного действия значительно больше, чем между адиабатическими. Причина этого лежит в том, что с увеличением отношений давления адиабата все сильнее отклоняется от изотермы и поэтому при почти одинаковом качестве процесса сжатия в обоих насосах изотермические коэффициенты полезного действия сильно отличаются друг от друга, так как самый процесс сжатия протекает ближе к адиабате, чем к изотерме, а адиабатические коэффициенты полезного действия отличаются друг от друга менее резко, чем изотермические. Поясним это примером.

Пример 5. При сжатии воздуха до четырех атмосфер мы имели в предыдущем примере $\eta_{из,общ} = 0,8$ и $\eta_{ад,общ} = 0,65$.

Предположим, что тот же насос сжимает воздух до 4,5 ат, и при этом $\eta_{ад,общ}$ — такое же, как в предыдущем примере, т. е. 0,8, что достаточно близко к истине. Тогда $\eta_{из,общ}$ будет равно

затрате работы на сжатие газа адиабатически до 4,5 ат ($E_{ад.} = 18\,800$ кгм), деленной на $\eta_{ад. общ}$, т. е.

$$E_{общ} = \frac{18\,800}{0,8} = 23\,500 \text{ кгм.}$$

Работа, необходимая для изотермического сжатия до 4,5 ат, составляет:

$$E_{из} = 15\,000 \text{ кгм.}$$

Тогда

$$\eta_{из. общ} = \frac{15\,000}{23\,500} = 0,638.$$

При неизменившемся $\eta_{ад. общ}$ мы имеем уменьшение $\eta_{из. общ}$ для того же насоса и тех же прочих условий работы (т. е. неизменившегося количестве работы насоса) меньшим на 1,2%. Это уменьшение может быть отнесено только за счет возрастания отклонения адиабаты от изотермы с увеличением степени сжатия. Это показывает, что пользоваться изотермическим коэффициентом полезного действия при сравнении насосов с различными степенями сжатия нецелесообразно.

Рассмотрим теперь коэффициент полезного действия многоступенчатого насоса. Здесь к потерям, имеющимся в одноступенчатом насосе, прибавляются еще потери, возникающие при протекании воздуха через каналы, холодильники и прочие органы, специально присущие многоступенчатым насосам. Поэтому, например, двухступенчатый насос будет иметь теоретический коэффициент полезного действия, характеризующий процессы сжатия:

$$\eta_{ад. 2-ступ. сжат. общ} = \frac{E_{ад. I ступ} + E_{ад. II ступ}}{E_{общ}}; \quad (29)$$

где $E_{ад. I ступ}$ — адиабатическая работа в I ступени,

$E_{ад. II ступ}$ — адиабатическая работа во II ступени,

$E_{общ}$ — общая фактическая затрата работы в насосе.

Так как процесс многоступенчатого сжатия приближается к изотермическому, то казалось бы целесообразным вести здесь подсчет по изотермическому коэффициенту полезного действия. Однако и здесь в каждой ступени сказывается влияние отклонений адиабаты от изотермы, что и в этом случае искажает величину коэффициента полезного действия. Поэтому нецелесообразно и здесь применять изотермический коэффициент полезного действия. В данном случае наиболее целесообразным будет применение коэффициента для работы по „двухступенчатой адиабате“, величина которого будет приведена в главе о расчете насосов (см. специальную диаграмму).

Необходимо еще остановиться на влиянии разности температур засасывания воздуха и охлаждающей воды на коэффициент полезного действия многоступенчатых насосов. Дело в том, что промежуточное охлаждение в насосах мы большей частью имеем неполное (выше температуры охлаждающей воды на 10—20° С). Это влияет на величину потребной работы в степени, тем большей, чем выше температура охлаждающей воды при данной температуре всасываемого воздуха. Установлено, что каждые 6° разности температур охлаждающей воды и всасываемого воздуха понижают коэффициент полезного действия двухступенчатого насоса на ~1%.

Это обстоятельство необходимо учитывать при сравнении насосов. Поэтому введено понятие „приведенного изотермического коэффициента полезного действия“. Этот коэффициент подсчитываем при теоретически потребной изотермической мощности при температуре воздуха, средней между температурой охлаждающей воды и всасываемого воздуха. Поясним это примером.

Пример 6. Для двухступенчатого изотермического сжатия воздуха до давления, $6,0 \text{ ат}^1$ потребна работа;

$$E_{2\text{-ступ. из}} = 17920 \text{ кгм}$$

$$E_{2\text{-ступ. ад}} = 20400 \text{ кгм.}$$

Предположим, что каждая ступень сжатия забирает при полном промежуточном охлаждении половину всей работы, т. е. $E_{ад, II\text{-ступ}} = 10200 \text{ кгм}$.

Пусть температура всасываемого воздуха будет 20°C , а охлаждающей воды — $10, 20$ и 30°C . Так как температура воздуха после неполного промежуточного охлаждения выше температуры охлаждающей воды на $\sim 20^\circ \text{C}$, то будем иметь температуру воздуха после промежуточного охлаждения соответственно в $30, 40$ и 50°C . Вследствие этого работа, потребляемая для сжатия воздуха во второй ступени, будет соответственно выше, пропорционально абсолютным температурам, а именно:

$$1) 10200 \frac{273 + 30}{273 + 20} = 10557 \text{ кгм};$$

$$2) 10200 \frac{273 + 40}{273 + 20} = 10905 \text{ кгм};$$

$$3) 10200 \frac{273 + 50}{273 + 20} = 11254 \text{ кгм.}$$

Принимая механический коэффициент полезного действия насоса в $0,9$ и величину потерь на трение в каналах и пр. в 8% , получим общую работу, потребляемую насосом:

$$1) \frac{1,08}{0,9} (10200 + 10557) = 24908 \text{ кгм};$$

$$2) \frac{1,08}{0,9} (10200 + 10905) = 25326 \text{ кгм};$$

$$3) \frac{1,08}{0,9} (10200 + 11254) = 25744 \text{ кгм.}$$

Тогда изотермический коэффициент полезного действия будет равен:

$$1) \eta_{из, 2\text{-ступ. общ}} = \frac{17920}{24908} = 0,719;$$

$$2) \eta_{из, 2\text{-ступ. общ}} = \frac{17920}{25326} = 0,707;$$

$$3) \eta_{из, 2\text{-ступ. общ}} = \frac{17920}{25744} = 0,695.$$

Теперь подсчитаем для тех же данных величину приведенного изотермического коэффициента полезного действия. Величина средних температур между всасываемым воздухом и охлаждающей водой равна:

$$1) \frac{20 + 10}{2} = 15^\circ \text{C};$$

$$2) \frac{20 + 20}{2} = 20^\circ \text{C};$$

$$3) \frac{20 + 30}{2} = 25^\circ \text{C}.$$

Потребная изотермическая работа по подсчету, аналогичному сделанному выше для адиабатической работы, равна:

$$1) 17920 \frac{273 - 15}{273 - 20} = 17593 \text{ кгм};$$

$$2) 17920 \frac{273 - 20}{273 - 20} = 17900 \text{ кгм};$$

$$3) 17920 \frac{273 - 25}{273 - 20} = 18195 \text{ кгм.}$$

¹ По данным диаграмм 15 и 19 из книги Гинц, Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров.

Тогда имеем изотермический приведенный коэффициент полезного действия:

$$1) \eta_{из. прив} = \frac{17\,593}{24\,918} = 0,706,$$

$$2) \eta_{из. прив} = \frac{17\,900}{25\,326} = 0,707,$$

$$3) \eta_{из. прив} = \frac{18\,195}{25\,744} = 0,705,$$

т. е. практически одинаковые величины во всех трех случаях.

Этот коэффициент пригоден для сравнения насосов, работающих в различных температурных условиях при одинаковых степенях сжатия.

Теперь можно подвести итоги рассмотрению вопроса о выборе коэффициента полезного действия для сравнительных оценок поршневых насосов в виде следующей таблицы, дающей основные наметки в этом вопросе.

Таблица VII

Коэффициент полезного действия	Область применения
$\eta_{ад}$	Одноступенчатые насосы при различных степенях сжатия.
$\eta_{ад. 2-ступ}$	Двухступенчатые насосы при различных степенях сжатия и одинаковых температурных условиях
$\eta_{из.}$	Одноступенчатые насосы с сильно действующим охлаждением (например, впрыскивание воды внутрь цилиндра): при сравнении насосов, работающих по различным принципам
$\eta_{из. прив}$	при сравнении многоступенчатых насосов с промежуточным охлаждением при одинаковых степенях сжатия и различных температурных условиях

Б. ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВОЗДУШНЫХ НАСОСАХ

1. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ; ТЕОРЕТИЧЕСКИ ПОТРЕБНАЯ РАБОТА И ЕЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ

В центробежных воздушных насосах условия изменения состояния газа отличаются от таковых в объемных насосах в основном:

1) наличием значительных потерь от ударов и внутреннего трения частиц воздуха при вихревом движении их по рабочему колесу, диффузору, направляющему аппарату и, т. п., и

2) иными условиями охлаждения газа.

Первое обстоятельство влечет за собой потери энергии, так как газ от трения и ударов частиц его друг о друга и пр. нагревается, а, как мы уже знаем, нагрев газа ведет к увеличению необходимой для его сжатия энергии. Эти потери делают процесс теоретически необратимым.

Второе обстоятельство также влечет за собой потери энергии, так как, если в поршневых насосах, хотя бы с малым диаметром цилиндра, можно говорить об эффективном охлаждении во время сжатия при помощи водяной рубашки (об охлаждении путем впрыскивания воды мы здесь не говорим, так как оно себя на практике по эксплуатационным соображениям не оправдало и в настоящее время почти не применяется), то в центробежном воздушном насосе охлаждать воздух во время его прохождения по рабочему колесу почти не приходится, так как при осуществлении этого возникают большие конструктивные трудности. Таким образом охлаждение может иметь место только в части процесса, протекающей в неподвижных частях насоса (диффузоре или направляющем аппарате), или

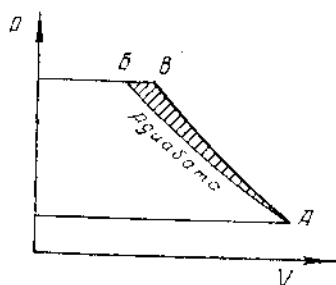
же в промежуточных между ступенями холодильниках. Во время же частичного повышения давления в рабочем колесе охлаждение не имеет места и в силу этого там возникают потери энергии.

Кроме того, имеют место потери энергии в зазорах, уплотнениях между ступенями и пр.

Вследствие этого работа, затраченная для сжатия газа в центробежном воздушном насосе (в особенности в неохлаждаемом) ввиду наличия трения и ударов, больше, чем работа, теоретически необходимая при адиабатическом сжатии газа без трения и ударов. Кроме того, температура сжимаемого газа в неохлаждаемом центробежном воздушном насосе также больше таковой, достигаемой при теоретической адиабатическом сжатии.

1. Неохлаждаемый насос

Если изобразить процесс a адиабатического сжатия газа в неохлаждаемом центробежном воздушном насосе (что близко к действительному процессу в насосе типа вентилятора при малой степени сжатия), то увидим, что площадь диаграммы должна быть увеличена на величину, соответствующую потерям от трения и ударов. В координатах pV на нанесенной по точкам диаграмме эта величина изображена заштрихованной площадью ABV (фиг. 39), которая показывает лишь дополнительную работу вследствие увеличения объема при нагреве, больше соответствующего адиабате; внутренняя же работа трения здесь не видна.

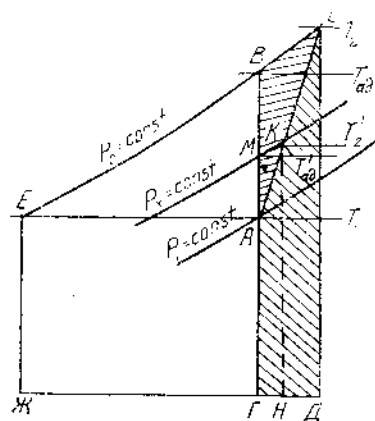


Фиг. 39.

Если нанести процесс сжатия в TS -диаграмме, то получим аналогичное увеличение работы, изображенное площадью $ГВБД$ на фиг. 40 (сжатие идет как бы по гиперadiaбате AB). Эта избыточная площадь разбивается на две части, лежащие сверху и снизу от гиперadiaбаты AB . Нижняя из них $ГABД$ изображает потерю вследствие ударов и трения, а верхняя $ABВ$ — потери на дополнительную работу сжатия от добавочного нагрева, так как площадь $ЖЕВАГ$ изображает работу адиабатического сжатия, соответствующего кривой AB на pV -диаграмме (фиг. 39), где работа внутреннего трения не показана. Следовательно, работа в этом случае равна по pV -диаграмме $AE_{\text{сообщ}} + Q_{\text{тр}}$, где $Q_{\text{тр}}$ — соответствует площади $ГABД$ на TS -диаграмме (фиг. 40).

Линия AB может быть построена путем нахождения последовательным расчетом ряда точек на ней, как это будет показано ниже.

Коэффициентом полезного действия данного процесса, отнесенным к адиабате, нужно считать отношение адиабатической работы, изображаемой площадью $ЕВГЖ$ к площади $ЕБДЖ$, изображающей гиперadiaбатическую работу, затраченную на весь процесс, т. е.



Фиг. 40.

$$\eta_{\text{ад. сжат}} = \frac{\text{пл. } ЕВГЖ}{\text{пл. } ЕБДЖ} = \frac{G_{\text{ср}}(T_{\text{ад}} - T_1)}{G_{\text{ср}}(T_2 - T_1)} = \frac{T_{\text{ад}} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (30'')$$

Отсюда

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{\text{ад}} - T_1}{\eta_{\text{ад. сжат}}} \quad (30)$$

Если выбрать ряд промежуточных кривых $p = \text{const}$ (например, $P_x = \text{const}$), то получим на каждой из них точки, соответствующие адиабатическому (M с температурой T'_{ad}) и гиперadiaбатическому (K с температурой T_2) сжатию. Эти точки могут быть определены подсчетом по формуле (30), соответственно переписанной в виде:

$$T'_2 = T_1 + \frac{T'_{ad} - T_1}{\eta_{ад, сжат}} \quad (30')$$

При этом предполагается, что $\eta_{ад, сжат}$ остается постоянным во время всего процесса сжатия от давления P_1 до P_2 .

Температура T'_{ad} может быть определена в каждом случае обычным путем по формуле (3). Кроме того, линия AB может быть построена подсчетом приращения не T , а S . В этом случае, пользуясь обычным выражением для приращения энтропии, имеем:

$$S_K - S_T = c_p \ln \frac{T'_2}{T_1} - AR \ln \frac{P_x}{P_1}.$$

Выразим отношение $\frac{P_x}{P_1}$ через температуры. Имеем:

$$\frac{P_x}{P_1} = \left(\frac{T'_{ad}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

и из формулы (30'):

$$T'_{ad} = T_1 + \eta_{ад, сжат} (T'_2 - T_1).$$

Подставив это значение T'_{ad} в выражение для $\frac{P_x}{P_1}$, найдем:

$$\begin{aligned} \frac{P_x}{P_1} &= \left(\frac{T_1 + \eta_{ад, сжат} (T'_2 - T_1)}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \\ &= \left(1 + \frac{\eta_{ад, сжат} T'_2}{T_1} - \eta_{ад, сжат} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \end{aligned}$$

Тогда при $c_p - c_v = AR$ имеем:

$$\begin{aligned} S_K - S_T &= c_p \ln \frac{T'_2}{T_1} - AR \ln \left(1 + \frac{\eta_{ад, сжат} T'_2}{T_1} - \eta_{ад, сжат} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \\ &= c_p \ln \frac{T'_2}{T_1} - \frac{k}{k-1} (c_p - c_v) \ln \left(\frac{\eta_{ад, сжат} T'_2}{T_1} + 1 - \eta_{ад, сжат} \right) = \\ &= c_p \left[\ln \frac{T'_2}{T_1} - \ln \left(\frac{\eta_{ад, сжат} T'_2}{T_1} + 1 - \eta_{ад, сжат} \right) \right]. \end{aligned} \quad (31)$$

Вводя сюда значения T_1 и T'_2 , найдем соответствующие приращения энтропии.

Величина потребляемой работы не зависит от характера кривой AB (гиперadiaбаты), а лишь от самого качества процесса сжатия ($\eta_{ад}$), определяющего конечную точку процесса B . Возможны случаи, когда потери в самом рабочем колесе невелики и в основном имеют место в диффузоре ($\eta_{ад}$ диффузора невелик). Тогда линия AB займет положение, показанное на фиг. 41 линией $AA'B$. Вполне возможен и другой случай —

получим выражение:

$$\left(\frac{p_2}{p_1'}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад. сжат}}$$

Введя это значение $\left(\frac{p_2}{p_1'}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ в ур-ние (32') и заменив в нем по изотерме $P_1'V_1' = P_1V_1$, получим окончательно:

$$\begin{aligned} E'_{ад} &= P_1V_1 \frac{k}{k-1} \left[1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад. сжат}} - 1 \right] = \\ &= P_1V_1 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад. сжат}}, \end{aligned} \quad (32)$$

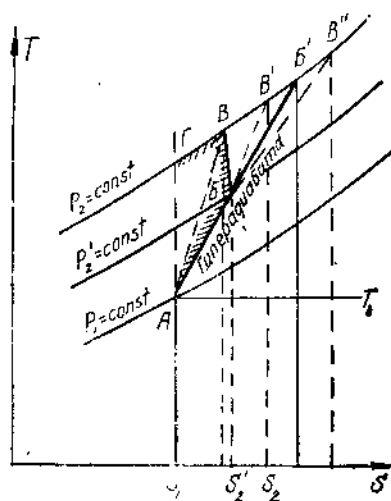
т. е. $E'_{ад} = \frac{E_{ад}}{\eta_{ад. сжат}}$, что и требовалось доказать.¹

Подсчет мощности по TS -диаграмме происходит путем прибавления к работе, затраченной на адиабатическое сжатие $c_p (T_{ад} - T_1)$ (фиг. 40), работы, соответствующей площади дополнительного сжатия $ГВБД$, или величины $c_p (T_2 - T_{ад})$, иначе говоря, вся работа гиперadiaбатического сжатия равна $c_p (T_2 - T_1)$.

2. Охлаждаемый насос

В охлаждаемом центробежном воздушном насосе сжатие протекает ближе к адиабатическому, при показателе $m < k$. Если бы охлаждение происходило во все время сжатия, то последнее изображалось бы так же, как в поршневом насосе (см. фиг. 16). Однако в действительности это не имеет места и поэтому процесс изображается несколько иначе (см. фиг. 43). Точка A с координатами p_1, T_1 и S_1 характеризует начало процесса. Сжатие в рабочем колесе практически протекает при небольшом конечном давлении выхода из насоса p_2' — порядка 1,2—1,3 ат (при $p_1 = 1,0 - 1,033 \text{ ат}$), — без потерь тепла, т. е. без охлаждения.

Этот процесс адиабатического сжатия без охлаждения изображается гиперadiaбатой AB . Начиная с точки (соответствующей на диаграмме точке B) выхода воздуха из рабочего колеса и входа в диффузор или направляющий аппарат, воздух попадает в охлаждаемое пространство и здесь подвергается действию охлаждения. Тогда процесс происходит политропически и может быть изображен линией BB' на фиг. 43, направленной влево, что характеризует отдачу тепла газом. Далее по выходе



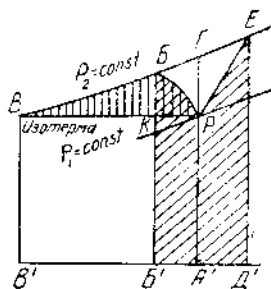
Фиг. 43.

¹ Существуют еще другие способы построения работы в pV -диаграммах для неохлаждаемого центробежного воздушного насоса, например, способ Церковича (см. Ганц, Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров).

из диффузора воздух попадает в каналы, подводящие его ко входу в следующее рабочее колесо, и здесь по пути также охлаждается, но уже при постоянном давлении. Это изображено на диаграмме линией $B\Gamma$, проходящей по кривой постоянного давления p_2 . Точка Γ характеризует состояние газа перед входом во вторую ступень (p_2, T_1).

Нужно отметить, что разница в температурах нагнетаемого воздуха и охлаждающей воды, особенно в первых ступенях, очень незначительна, почему незначительна и теплоотдача в воду. Поэтому возможно, что линия $B\Gamma$, характеризующая продолжение процесса сжатия при наличии охлаждения, не будет отклоняться влево, а пойдет вправо лишь с несколько меньшим наклоном, чем гиперadiaбата AB (показано пунктиром на фиг. 43). Возможен даже случай, что количество тепла вследствие внутренних потерь на трение окажется большим, чем количество тепла, отдаваемое в воду; тогда линия $B\Gamma$ может пойти даже еще наклоннее, чем гиперadiaбата AB (см. линию $B\Gamma''$ на фиг. 43).

На фиг. 44 показан процесс с охлаждением, имеющим место во все время повышения давления (т. е. и в рабочем колесе, и в диффузоре)



Фиг. 44.

в TS -диаграмме, где чрезвычайно ясно видны отдельные составляющие работы, затрачиваемой в охлаждаемом центробежном насосе. Здесь линия AB изображает политропу, по которой происходит процесс; линия AB — изотерму, линия $A\Gamma$ — адиабату и, наконец, линия AE — гиперadiaбату сжатия в неохлаждаемом насосе. Заштрихованная вертикально площадь $AB\Gamma$ изображает избыточную работу в сравнении с изотермой в случае политропического сжатия без внутренних потерь. Площадь $AB\Gamma$ изображает полученную при этих же условиях экономию в работе по сравнению с адиабатическим сжатием.

Если бы не было внутренних потерь (трение и удары), то вся работа в этом случае изобразилась бы площадью $B'VBAA'$. Поскольку, однако, такие потери существуют и не должны отличаться от величины таковых же при неохлаждаемом сжатии, то они будут изображены, как и выше, площадью $A'AEД'$. Следовательно, вся работа неохлаждаемого сжатия эквивалентна площади $B'VBAAЕД'$ и экономия в работе составляет из незаштрихованной площади $BAЕ$. Если процесс фактически протекает по линии AB , то количество тепла, соответствующее площадке $B'BAЕД'$, должно отводиться водой. Как видно, экономия относительно невелика и поэтому охлаждение при небольшом числе ступеней применяется редко.

Теплосодержание воздуха в точке B больше, чем в точке A , на величину, соответствующую площади BBK . Это тепло также может быть отнято водой, а в противном случае уносится воздухом. Если охлаждение, как это и имеет место в большинстве случаев, производится только за рабочим колесом (такой процесс изображен на фиг. 43), то экономия в работе и потери ее сравнительно с идеальными процессами точно такие же, как и в случае, изображенном на фиг. 44, т. е. экономия выражается площадью BBB' или BBB'' и т. д. (см. фиг. 43).

Так же, как и в неохлаждаемом центробежном воздушном насосе, в охлаждаемом, работа протекает (частично) и по гиперadiaбате, что вызывает затрату работы, большую, нежели адиабатическая. В связи с этим, помимо изотермического коэффициента полезного действия, можно определять и адиабатический. Адиабатическому сжатию соответствовало бы повышение температуры $T_{ad} - T_1$. Если бы вся работа, затраченная на сжатие, возвращалась в виде тепла, то имел бы место перепад температур при адиабатическом расширении $T_{ad} - T_1$, больший, чем $T_{ad} - T_1$. Отношение этих двух величин (вернее, количеств теплоты, пропорциональных этим величинам) и дает адиабатический коэффициент полезного

действия.

$$\eta_{ад, сжат} = \frac{G \cdot c_p (T_{ад} - T_1)}{G \cdot c_p (T'_{ад} - T_1)} = \frac{T_{ад} - T_1}{T'_{ад} - T_1} \quad (33)$$

Это уравнение дает возможность изобразить всю работу сжатия в pV -диаграмме аналогично тому, как это было сделано на фиг. 42 для неохлаждаемого насоса (см. фиг. 45). Линия AB изображает политропу истинного процесса; линия AD — адиабату, проведенную из точки начала процесса A , характеризуемой координатами P_1 и V_1 ; линия AZ — изотерму, также проведенную из точки A начала процесса. Заштрихованная площадь $A3B$ изображает потерю работы по сравнению с изотермическим процессом. Для того, чтобы пост, оить работу, соответствующую всему затраченному теплу, участвующему в процессе, надо найти начальный объем расширяющегося газа $V'_{ад}$.

Исходя из формулы (33), можно написать по аналогии:

$$V'_{ад} = V_{из} + \frac{V_{ад} - V_{из}}{\eta_{ад, сжат}}.$$

Отсюда найдем $V'_{ад}$ — начальный объем расширения. Проведем через эту точку адиабату до пересечения с изотермой AZ . Точка пересечения A'' даст координаты P'_1 и V'_1 , а диаграмма $BEA''J$ — площадь в $\frac{1}{\eta_{ад, сжат}}$ раз

большую площади $AДВЖ$ — адиабатического

сжатия. Доказательство в э.ом сл чае такое же, как и в отношении фиг. 42 для неохлаждаемого центробежного воздушного насоса. Работа, потребляемая насосом с охлаждением, может быть подсчитана так же, как и работа насоса без охлаждения по pV -диаграмме по формуле:

$$E'_{сжат} = P'_1 V'_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (34)$$

где значения P'_1 и V'_1 будут соответствовать данному случаю.

По TS -диаграмме работа может быть подсчитана следующим образом: *все количество тепла, участвующее в процессе, равно энергии, перешедшей в воздух, и теплу, переданному в охлаждение, т. е.*

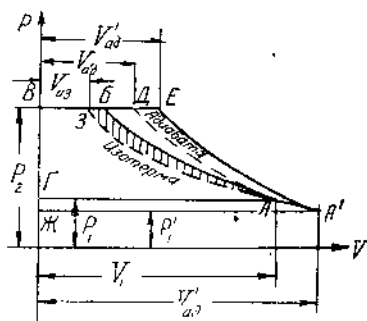
$$AE_{совщ} = c_p (T_2 - T_1) + Q_r,$$

при чем величина Q_r подсчитывается как площадь, лежащая под соответствующими кривыми, как это было указано при разборе фиг. 44 (см. также примеры 8 и 9, где определяется величина затраты работы в случаях сжатия в центробежном воздушном насосе с охлаждением).

Охлаждение воздуха в воздушных центробежных насосах может производиться различными способами, например:

- 1) только охлаждение в диффузоре и каналах (рубашка),
- 2) только промежуточное охлаждение после каждой ступени,
- 3) только промежуточное охлаждение после нескольких ступеней и
- 4) пп. 2 и 3 в комбинации с охлаждением рубашкой и т. д.

Вопрос о том, какое охлаждение следует применить в том или ином случае, может быть разрешен только путем подсчета коэффициентов полезного действия, получаемых при каждом из родов охлаждения при прочих одинаковых условиях, и выбора наимыгоднейшего из них для данных условий работы, учитывая при этом сложность конструкции и пр.



Фиг. 45.

В качестве примера можно привести результаты таких подсчетов для различных способов охлаждения по данным Киртона.¹

Эти данные сведены в таблицу VIII.

Таблица VIII

Способ охлаждения для 12-ступенчатого центробежного воздушного насоса со сжатием воздуха от 1 до 7—8 ат	Изотермический к. п. д. (в %)
1. Неохлаждаемый насос	53,3
2. Насос с охлаждением только водяной рубашкой	60,5
3. Насос с охлаждением водяной рубашкой и одним промежуточным холодильником, после шестой ступени	63,5
4. Насос с охлаждением только промежуточным холодильником после каждой третьей ступени	64
5. Насос только с промежуточным полным охлаждением после каждой ступени	69,5

В данной таблице насосы расположены в порядке возрастания сложности конструкций. Наиболее простым является неохлаждаемый насос, однако он дает и наименьший коэффициент полезного действия. Наиболее сложным является насос только с промежуточным полным охлаждением после каждой ступени; он дает и наиболее высокий коэффициент полезного действия, приближающийся к верхнему пределу таковых для воздушных центробежных насосов. Однако ввиду сложности конструкции (12 промежуточных охладителей) этот тип насоса применяется крайне редко. Наиболее распространенными являются конструкции, помеченные номерами 3 и 4, которые примерно одинаковы по конструктивной сложности и дают приблизительно одинаковые коэффициенты полезного действия. Для двигателей внутреннего сгорания наиболее распространены неохлаждаемые насосы.

В заключение рассмотрим несколько примеров на пользование TS -диаграммой для построения процессов в центробежных воздушных насосах.

Пример 7. Воздух сжимается от 1 атм при температуре 13°C до 1,4 атм без охлаждения. Адиабатический коэффициент полезного действия равен $\eta_{ад, сжат} = 68\%$. Требуется определить: 1) конечную температуру; 2) работу, затраченную на сжатие 1 кг воздуха; 3) работу трения и 4) приращение работы $\int P dv$ от трения.

1. Пользуясь ф-лой (30), найдем конечную температуру (см. фиг. 46).

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{ад} - T_1}{\eta_{ад, сжат}} = (273 + 13) + \frac{(273 + 42,7) - (273 + 13)}{0,68} = 286 + \frac{315,7 - 286}{0,68} = 286 + \frac{29,7}{0,68} = 286 + 43,7 = 329,7.$$

Здесь $T_{ад} = (273 + 42,7) = T_B$ — температура конца сжатия, если бы оно протекало адиабатически. Эта температура получается по TS -диаграмме (см. фиг. 46) путем проведения вертикали AB от точки, характеризующей $t_1 = 13^\circ\text{C}$ и $p_1 = 1,0$ ат, до пересечения с кривой $p_2 = 1,4$ ат, либо расчетом по ф-ле 3:

$$\frac{T_{ад}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Полученная температура, $t_2 = 329,7 - 273 = 46,7$, определяет положение точки C конца гипердиабаты AC , которой можно изобразить процесс. Для точного изображения процесса необходимо подсчитать ординаты или абсциссы нескольких промежуточных точек, пользуясь

ур-нием (30') или (31). Учитывая, что в данном случае вследствие малого $\frac{p_2}{p_1}$ отклонение истинной гипердиабаты от линии AC будет очень невелико, будем пользоваться линией AC вместо истинной гипердиабаты.

¹ Киртон, Турбовоздуховки и турбокомпрессоры. Энергоиздат, 1933 г., гл. V, § 61-66.

2. Вся работа сжатия 1 кг воздуха может быть подсчитана по ф-ле $c_p (T_2 - T_1)$. Принимая (для простоты подсчета) $c_p = 0,241 = \text{const}$, найдем:

$$AE_{\text{собщ}} = 0,241(329,7 - 286) = 0,241 \cdot 43,7 \approx 10,53 \text{ кал.}$$

$$E_{\text{собщ}} = 42,7 \cdot 10,53 = 4496,3 \text{ кгм/кг воздуха.}$$

3. Работа трения получается путем подсчета площади, лежащей под кривой AC (вниз от нее). Она может быть подсчитана как произведение приращения энтропии на среднюю температуру по кривой AC.

Из фиг. 46 следует, что $S_C - S_A = 0,004$ единицы энтропии. Средняя температура на кривой AC получится равной $\frac{329,7 + 286}{2} = 307,85$.¹ Тогда работа трения равна площади

$$ACD = 0,004 \cdot 307,85 = 1,23 \text{ кал и } E = 42,7 \cdot 1,23 = 525,2 \text{ кгм.}$$

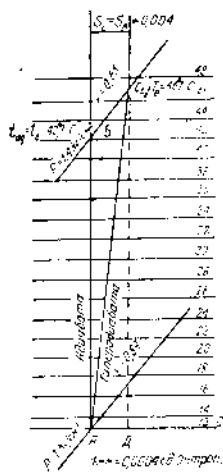
4. Приращение работы сжатия, как следствие нагрева от трения, получается как разность площади ABCD и полученной выше площади ACD.

$$\text{пл. } ABCD = c_p (T_C - T_B) = 0,241 (329,7 - 315,7) = 0,241 \cdot 14,0 = 3,37 \text{ кал;}$$

тогда

$$\text{пл. } ABC = \text{пл. } ABCD - \text{пл. } ACD = 3,31 - 1,23 = 2,08 \text{ кал;}$$

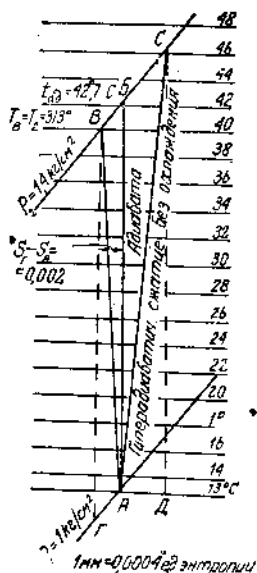
$$E'_{\text{сжат}} = 42,7 \cdot 2,08 = 888,2 \text{ кгм.}$$



Фиг. 46.

Пример 8. Воздух сжимается от 1 ат и $t^0 = 13^0\text{C}$ до 1,4 ат при наличии охлаждения. Температура выхода из насоса будет теперь ниже, чем в примере 7, а именно: $T_2 = 313^0\text{C}$, $t_2 = 40^0\text{C}$. Для простоты подсчетов допустим, что кривая, изображающая процесс сжатия, есть прямая. Тогда этот процесс изобразится на фиг. 48 линией AB. Требуется определить работу, затраченную на сжатие 1 кг воздуха. Эта работа будет равна сумме изменения тепла, имеющегося в воздухе, и тепла, отданного в охлаждение.

Определим сначала количество тепла, отданного в охлаждение. Для этой цели воспользуемся данными примера 7, где условия сжатия те же, за исключением того, что оно идет без охлаждения. Количество тепла, отданное в охлаждение, характеризуется площадью TS-диаграммы под кривыми AC и AB. Площадь под AC нам известна из предшествующего примера и равна 1,23 кал.



Фиг. 48.

Площадь под AB подсчитываем аналогично. Средняя температура равна $\frac{313 + 286}{2} = 299,5$.

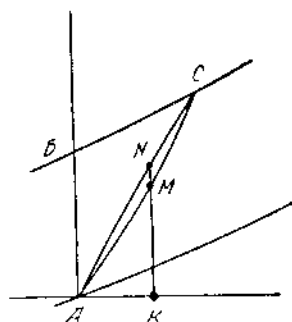
Разность энтропии $S_B - S_A = 0,002$ единицы энтропии; тогда площадь под кривой AB равна $299,5 \cdot 0,002 = 0,6 \text{ кал}$. Все тепло, отдаваемое воздухом в охлаждение, таким образом, составляет $1,23 + 0,6 = 1,83 \text{ кал}$.

Количество энергии, попавшее в воздух, равно обычным образом

$$c_p (T_B - T_A) = 0,241 (313 - 286) = 6,5 \text{ кал.}$$

¹ Если линия AC не прямая (как она условно принята), а кривая, то средняя температура получается следующим образом. Точки A и C соединяются прямой и для нее находят среднюю ординату, как это было сделано в примере. Эта ордината пересечет кривую AC в какой-то точке M (фиг. 47). Если принять, что кривая AC является параболической, то средняя температура будет равна (фиг. 47):

$$KM = \frac{NM}{3}.$$



Фиг. 47.

Тогда вся работа, затраченная при сжатии 1 кг воздуха, будет равна

$$6,5 + 1,83 = 8,33 \text{ кал};$$

$$E_{\text{общ}} = 427 \cdot 8,33 = 3556,9 \text{ кгм.}$$

При этом не учтено небольшое изменение кинетической энергии.

Пример 9. Воздух сжимается в центробежном насосе от 1 ат при 20° С до 1,5 ат в рабочем колесе и до 1,85 ат в диффузоре. Затем воздух охлаждается в обратных каналах подводящих его к следующей ступени давления. Сжатие в рабочем колесе происходит без охлаждения при $\eta_{\text{ад, сжат}} = 0,7$. Температура выхода воздуха из диффузора — 77° С, а температура его после охлаждения в каналах — 70° С.

Весь процесс изображен на фиг. 49. Линия АВ изображает адиабатическое сжатие воздуха и дает температуру $T_{\text{ад}} = 56 + 273 = 329$. На основании этой температуры подсчитываем конечную температуру гиперadiaбатического сжатия в рабочем колесе:

$$T_2' = T_1 + \frac{T_{\text{ад}} - T_1}{\eta_{\text{ад, сжат}}} = 293 + \frac{329 - 293}{0,7} = 293 + 51,4 = 344,4; t_2' = 71^\circ \text{ С.}$$

Точка В, нанесенная по температуре t_2 , определит линию АВ гиперadiaбатического сжатия воздуха в рабочем колесе.

Температура выхода воздуха из диффузора 94° С, и давление $p_2 = 1,85$ определяет точку Г и линию ВГ сжатия в диффузоре. Наконец, температура 72° С и давление p_2 определяют точку Д — состояния воздуха перед входом во вторую ступень.

Нужно определить затрату работы на сжатие.

Работа состоит из таковой, содержащейся в воздухе, и из тепла, отданного в охлаждение в диффузоре и в каналах.

1. Первая из величин определится, как

$$c_p(t_D - t_1) = 0,241(70 - 20) = 12,05 \text{ кал.}$$

2. Теплота, отданная во время сжатия, определяется площадью, лежащей под линиями ВМ и ВГ.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{T_B + T_M}{2} \right) (S_M - S_B) + \left(\frac{T_B + T_\Gamma}{2} \right) (S_B - S_\Gamma) = \\ & = \left(\frac{71,4 + 104,5}{2} \right) (0,0072) + \left(\frac{71,4 + 77}{2} \right) (0,0116) = \\ & = 87,95 \cdot 0,0072 + 74,2 \cdot 0,0116 = 0,42 + 0,86 = 1,28 \text{ кал.} \end{aligned}$$

3. Теплота, отданная во время охлаждения в каналах, определяется как $c_p(T_\Gamma - T_D) = 0,241(77 - 70) = 1,69 \text{ кал.}$

Таким образом вся затраченная работа составляет

$$12,05 + 1,28 + 1,69 = 15,02 \text{ кал};$$

$$E_{\text{общ}} = 427 \cdot 15,02 = 6413,5 \text{ кгм.}$$

Построение диаграмм многоступенчатого сжатия производится тем же способом, что и одноступенчатого — каждый раз от точки, характеризующей состояние воздуха при входе в следующее рабочее колесо.

II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЙ НАСОСОМ

Рассмотрим центробежный воздушный насос наиболее распространенного типа, схематически изображенный на фиг. 50, с точки зрения давлений, имеющих в отдельных сечениях его. Напишем уравнение Бернулли для сечения 0, где воздух засасывается, и сечения I во всасывающей трубе насоса. Так как рассматриваемое сечение 0 лежит за пределами насоса, то в сравнении с сечением, лежащим во всасывающей трубе его (например, сечение I), оно может считаться бесконечно большим и скорость в нем примерно равной 0 (т. е. $c_0 \approx 0$). Давление в этом сечении

равно атмосферному ($P_0 \cong P_a$). В сечении 1 мы имеем давление P_1 и скорость c_1 . Тогда имеем:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \rho \frac{c_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \rho \frac{c_1^2}{2g}$$

или же, учитывая, что $P_0 \cong P_a$ и $c_0 \cong 0$,

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \rho \frac{c_1^2}{2g}$$

и, далее,

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \rho \frac{c_1^2}{2g}.$$

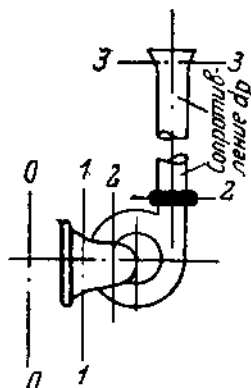
Это уравнение характеризует поток до попадания его в рабочее колесо. Разность давлений между сечениями 0 и 1, разделенная на удельный вес, называется напором и равна

$$H_{\text{всас}} = \frac{P_1 - P_a}{\gamma} = -\rho \frac{c_1^2}{2g}.$$

Знак минус показывает, что в данном случае во всасывающей трубе мы имеем дело с разрежением, равным по величине скоростному напору.

Напишем теперь уравнение Бернулли для сечения после рабочего колеса, т. е. для сечения 2, непосредственно за колесом, и выходного сечения 3 в атмосферу. Примем, что на участке между сечениями 2 и 3 имеется сопротивление dP ; учитывая, что $P_3 = P_a$, имеем тогда:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \rho \frac{c_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + \rho \frac{c_3^2}{2g} + dP = \frac{P_a}{\gamma} + \rho \frac{c_3^2}{2g} + dP.$$



Фиг. 50.

Пользуясь полученными выше уравнениями, найдем теперь разность полных напоров до и после рабочего колеса насоса:

$$H_a = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \rho \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \rho \frac{c_1^2}{2g} \right) = \frac{P_2}{\gamma} + \rho \frac{c_2^2}{2g} + dP - \frac{P_a}{\gamma} = \rho \frac{c_2^2}{2g} + dP,$$

т. е. рабочее колесо центробежного воздушного насоса сообщает воздуху напор, равный динамическому напору выхода из сети $\left(\rho \frac{c_2^2}{2g} \right)$ и, напор, идущий на преодоление сопротивлений dP .

Эта схема является основной, дающей понятие о сути работы центробежного воздушного насоса. Величина dP есть располагаемая энергия, передаваемая насосом воздуху и могущая с большей или меньшей степенью полноты быть использованной для совершения работы.

В насосе энергия, содержащаяся в воздухе, увеличивается под влиянием действия центробежных сил на вращающийся вместе с рабочим колесом воздух. Рассмотрим действие этих сил.

На элемент газа с массой dm действует центробежная сила $dR = dm \cdot \omega^2 \cdot r$, где r — радиус вращения, а ω — угловая скорость вращения. Если элементарный объем имеет сечение f , высоту dr и удельный вес γ , то

$$dR = \frac{f \cdot \gamma}{g} dr \omega^2 r.$$

Для того, чтобы элемент газа находился в равновесии, нужно, чтобы разность давлений его между двумя точками, например, входа и выхода

из рабочего колеса, уравновешивала действие центробежных сил, т. е., чтобы

$$f(P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}) = \int_{r_{\text{вх}}}^{r_{\text{вмх}}} dR.$$

Произведя подстановку полученного выше значения dR и интегрирование, получим:

$$f(P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}) = \int_{r_{\text{вх}}}^{r_{\text{вмх}}} \frac{f\gamma}{g} \omega^2 r dr = \frac{f\gamma}{g} \omega^2 \frac{r_{\text{вмх}}^2 - r_{\text{вх}}^2}{2}.$$

Далее, произведя сокращение и соответствующие переделки и подставив значения $\omega r_{\text{вмх}} = u_{\text{вмх}}$ (окружная скорость у выхода) и $\omega r_{\text{вх}} = u_{\text{вх}}$ (то же у входа), получим:

$$\frac{P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}}{\gamma} = \frac{u_{\text{вмх}}^2 - u_{\text{вх}}^2}{2g}, \quad (35)$$

где $\frac{P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}}{\gamma}$ — напор, развиваемый колесом.

Влияние центробежных сил состоит, следовательно, в том, что давление газа возрастает от центра к периферии пропорционально квадрату окружной скорости, и повышение давления вызывается вращательным движением воздуха.

В этом выводе удельный вес γ принят постоянным, что правильно лишь для малых перепадов давления. Точно так же принято постоянным сечение f . Если допустить, что сечение меняется, то будет меняться и скорость потока газа.

Вообще говоря, изменение скорости газа может быть получено из выражения $c = \sqrt{2gH}$ (где H — напор, из которого следует, что $H = \frac{c^2}{2g}$ и соответственно ΔH

$= \frac{c_{\text{вмх}}^2 - c_{\text{вх}}^2}{2g}$. Скорость протекания газа по каналу рабочего колеса обозначим через $c_{\text{отн}}$ (фиг. 51); тогда получим, что изменение напора вследствие изменения скорости протекания газа по каналу будет выражаться величиной:

$$\Delta H = \frac{c_{\text{отн, вх}}^2 - c_{\text{отн, вх}}^2}{2g}.$$

Тогда можно написать, что изменение энергии в рабочем колесе при наличии переменного сечения выразится уравнением:

$$\frac{u_{\text{вмх}}^2 - u_{\text{вх}}^2}{2g} = \frac{P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}}{\gamma} + \Delta H = \frac{P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}}{\gamma} + \frac{c_{\text{отн, вх}}^2 - c_{\text{отн, вх}}^2}{2g},$$

а для случая расширяющегося канала

$$\frac{u_{\text{вмх}}^2 - u_{\text{вх}}^2}{2g} = \frac{P_{\text{вмх}} - P_{\text{вх}}}{\gamma} - \frac{c_{\text{отн, вх}}^2 - c_{\text{отн, вх}}^2}{2g}.$$

Перепишем это уравнение в виде

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_{внх} - P_{вх}}{\gamma} = \frac{u_{внх}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{отн. вх.}^2 - c_{отн. внх.}^2}{2g}. \quad (36)$$

Уравнение (36) дает так называемый пьезометрический напор, который может быть развит рабочим колесом.

С другой стороны, энергия, имеющаяся в газе при входе в насос, на основании уравнения (5') без учета разностей уровня и видимой теплоты может быть характеризована величиной:

$$\frac{P_{вх}}{\gamma} + \frac{c_{вх}^2}{2g},$$

а при выходе величиной:

$$\frac{P_{внх}}{\gamma} + \frac{c_{внх}^2}{2g},$$

где P — давление;

c — абсолютная скорость газа у входа и выхода. Разность этих величин дает всю энергию, переданную воздуху в колесе:

$$H_{теор \infty} = \left(\frac{P_{внх}}{\gamma} + \frac{c_{внх}^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{вх}}{\gamma} + \frac{c_{вх}^2}{2g} \right) = \frac{P_{внх} - P_{вх}}{\gamma} + \frac{c_{внх}^2 - c_{вх}^2}{2g}. \quad (37')$$

При этом $H_{теор \infty}$ учитывает все потери, кроме чисто механических, имеющих место вне колеса.

Имея в виду уравнение (36), можно переписать выражение для $H_{теор \infty}$ в виде:

$$H_{теор \infty} = \frac{u_{внх}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{отн. вх.}^2}{2g} - \frac{c_{отн. внх.}^2}{2g} + \frac{c_{внх}^2 - c_{вх}^2}{2g}. \quad (37)$$

Это уравнение дает основное выражение для теоретической величины развиваемого в рабочем колесе напора в метрах воздушного столба.

Необходимо иметь в виду, что процесс повышения давления в рабочем колесе, в котором имеется некоторое конечное число лопаток, протекает при не совершенно параллельных потоках газа (они параллельны лопатке только в прилежащих к последней слоях) и неодинаковых давлениях в одном сечении, вследствие чего возникают потери, не учитываемые вышеприведенным уравнением (об этом см. далее в разделе о потерях). Кроме того, процесс повышения давления происходит неравномерно, а в связи с наличием конечного числа лопаток — скачкообразно; это обстоятельство чрезвычайно затрудняет учет и крайне усложняет все формулы. Если предположить, что число лопаток бесконечное, то указанными выше явлениями непараллельности потоков, неравенства давлений и скачкообразности можно пренебречь. Это и было сделано в уравнении (37'). Поэтому полученный там напор называется теоретическим при бесконечном числе лопаток и обозначен через $H_{теор \infty}$ (со знаком ∞). При конечном числе лопаток напор будет несколько меньшим. Уменьшение напора может быть определено опытным путем, так как теоретический расчет здесь весьма затруднителен. По данным, например, Шульца¹ для углов выхода из лопатки в пределах 40—60° потеря составит примерно 15%, т. е.

$$H_{теор} = \eta H_{теор \infty} \cong 0,85 H_{теор \infty}. \quad (37'')$$

¹ Шульц, Турбокомпрессоры и турбовоздуходувки, изд. Шпрингера, 1931 г., стр. 27.

В приведенной выше формуле для напора (37) нет члена, учитывающего потери, так как это уравнение дает, как было сказано выше, теоретический напор при бесконечном числе лопаток.¹

На фиг. 54 начерчено схематически колесо с лопатками и показаны векторы, изображающие абсолютные скорости c у входа и выхода и составляющие их в треугольниках скоростей u и $c_{отн.}$, направленные по лопатке и по касательной.

Из фигуры видно, что:

$$c_{отн. вых}^2 = u_{вых}^2 + c_{вых}^2 - 2u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых} \quad (38')$$

и

$$c_{отн. вх}^2 = u_{вх}^2 + c_{вх}^2 - 2u_{вх}c_{вх}\cos\delta_{вх}. \quad (38'')$$

Вводя эти значения в формулу для $H_{теор\infty}$, получим:

$$H_{теор\infty} = \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{вх}^2 - c_{вых}^2}{2g} + \frac{u_{вх}^2 + c_{вх}^2 - 2u_{вх}c_{вх}\cos\delta_{вх}}{2g} - \frac{u_{вых}^2 + c_{вых}^2 - 2u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых}}{2g},$$

откуда после соответствующих переделок получаем выражение (так называемое уравнение Эйлера²):

$$H_{теор\infty} = \frac{1}{g} (u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых} - u_{вх}c_{вх}\cos\delta_{вх}). \quad (39)$$

Это уравнение является основным для всех центробежных машин. Так как при данной производительности $c_{вых}$ пропорционально $u_{вых}$, то, произведя дальнейшие переделки и подставляя $c_{вых} = \psi u_{вых}$, найдем:

$$\begin{aligned} H_{теор\infty} &= \frac{1}{g} u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых} \left[1 - \frac{u_{вх}c_{вх}\cos\delta_{вх}}{u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых}} \right] = \\ &= \frac{u_{вых}^2}{g} \left[\psi \cos\delta_{вых} \left(1 - \frac{u_{вх}c_{вх}\cos\delta_{вх}}{u_{вых}c_{вых}\cos\delta_{вых}} \right) \right], \end{aligned}$$

¹ Если бы мы захотели учесть здесь потери, то в ф-лу (36) нужно было бы ввести характеризующий последние член R , т. е. написать:

$$\frac{P_{вых} - P_{вх}}{\gamma} = \frac{c_{отн. вх}^2 - c_{отн. вых}^2}{2g} + \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} - R.$$

Точно так же в выражении (37') нужно было бы учесть потери R , т. е.

$$H_{теор\infty} = \frac{P_{вых} - P_{вх}}{\gamma} + \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2g} + R.$$

Здесь R входит со знаком плюс, так как $H_{теор\infty}$ есть полная работа колеса. Введя сюда полученное выше значение $\frac{P_{вых} - P_{вх}}{\gamma}$, увидим, что R исключается, так как

$$\begin{aligned} H_{теор\infty} &= \left[\frac{c_{отн. вх}^2 - c_{отн. вых}^2}{2g} + \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} - R \right] + \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2g} + R = \\ &= -\frac{c_{отн. вх}^2 - c_{отн. вых}^2}{2g} + \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2g}. \end{aligned}$$

² Этот вывод может быть сделан также на основании определения вращательного момента колеса и по нем работы, передаваемой насосом воздуху.

обозначим величину

$$\left[\psi \cos \delta_{вмх} \left(1 - \frac{u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}}{u_{вмх} c_{вмх} \cos \delta_{вмх}} \right) \right] = \varphi.$$

При данных размерах колеса и углах наклона лопатки $\varphi = \text{const.}$ Тогда

$$H_{теор \infty} = \varphi \frac{u_{вмх}^2}{g} \text{ м. возд. ст.} \quad (39')$$

т. е. напор прямо пропорционален квадрату окружной скорости u выхода из колеса.

Для получения величины напора в кг/м^2 умножаем выражение для $H_{теор \infty}$ из ф-лы (39') на удельный вес столба в кг/м^3 ; тогда получим:

$$H_{теор \infty} = \varphi \frac{u_{вмх}^2}{g} \gamma \text{ кг/м}^2, \quad (39'')$$

где γ учитывает состояние рабочего тела — температуру, давление и пр.

Если мы хотим учесть и влияние изменения удельного веса, то можем при пересчете теоретического увеличения давления в одном колесе центробежного воздушного насоса исходить из того, что переданное воздуху количество энергии равно в соответствии с ур-нием (6)

$E_{сообщ} = \frac{c_p}{A} (T_2 - T_1)$ или при принятых выше обозначениях:

$$\frac{c_p}{A} (T_{вмх} - T_{вх}) = \frac{1}{g} (u_{вмх} c_{вмх} \cos \delta_{вмх} - u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}).$$

Для адиабатического сжатия воздуха имеем:

$$T_{вх} \left(\frac{T_{вмх}}{T_{вх}} - 1 \right) = T_{вх} \left[\left(\frac{T_{вмх}}{T_{вх}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Тогда получим, заменяя отношение температур отношением давлений

$$\left(\frac{P_{вмх}}{P_{вх}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{A}{g c_p T_{вх}} (u_{вмх} c_{вмх} \cos \delta_{вмх} - u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}) + 1$$

и далее:

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_{вмх} - P_{вх} = \\ &= P_{вх} \left\{ \left[\frac{A}{g c_p T_{вх}} (u_{вмх} c_{вмх} \cos \delta_{вмх} - u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}) + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right\}, \end{aligned} \quad (40)$$

т. е. максимальное давление, которое могло бы быть получено в центробежном воздушном насосе в одном рабочем колесе при адиабатическом сжатии без потерь и при нерасширяющихся каналах, выражается формулой (40).

Уже указывалось, что, вследствие наличия конечного числа лопаток, теоретический напор не может быть достигнут в насосе. Полный теоретический напор рабочего колеса расходуется на повышение статического давления, создание скоростного напора и покрытие потерь внутри насоса. Эти потери напора, очевидно, можно приравнять потерям энергии в насосе и поэтому все роды потерь — удары, трение частиц воздуха о стенки и пр. — можно рассматривать как потери напора, предельной, максимальной, теоретически недостижимой величиной которого является $H_{теор \infty}$.

необходимо остановиться на частном случае определения $H_{теор \infty}$ для радиального входа в лопатку. В этом случае в ф-ле (39) $\cos \delta_{вх} = \cos 90^\circ = 0$ и тогда

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}. \quad (39''')$$

Так как радиальный вход в лопатку крайне распространен, то желательно иметь формулу, позволяющую с некоторым приближением определить величину напора, даваемую таким колесом, в зависимости от основных параметров для колеса, каковыми являются диаметр его, число оборотов и угол наклона лопаток. Это может быть выполнено при помощи следующей формулы, получаемой применением следующих соображений. Из фиг. 51 имеем $c_{т. вх} = u_{вх} - c_{р вх} \cos \beta_{вх}$. Если обозначить $\frac{c_{р вх}}{u_{вх}} = \psi$, то получим: $c_{т. вх} = u_{вх} (1 - \psi \cos \beta_{вх})$. Так как $c_{вх} \cos \delta_{вх} = c_{т. вх}$, то

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вх} c_{т. вх} = \frac{1}{g} u_{вх}^2 (1 - \psi \cos \beta_{вх}). \quad (41)$$

Для очень распространенного в насосах для двигателей внутреннего сгорания случая радиальной лопатки, учитывая, что $\cos \beta_{вх} = \cos 90^\circ = 0$,

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вх}^2. \quad (41')$$

Ур-нию (41) можно придать еще такой вид. Из фиг. 51 по закону синусов находим:

$$\frac{u_{вх}}{\sin [180^\circ - (\delta_{вх} + \beta_{вх})]} = \frac{c_{вх}}{\sin \beta_{вх}}$$

и

$$c_{вх} = \frac{\sin \beta_{вх} \cdot u_{вх}}{\sin (\delta_{вх} + \beta_{вх})}.$$

Подставим это значение в ур-ние (41). Учитывая, что $c_{т. вх} = c_{вх} \cos \delta_{вх}$, получим:

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх} = \frac{1}{g} u_{вх}^2 \frac{\sin \beta_{вх} \cos \delta_{вх}}{\sin (\delta_{вх} + \beta_{вх})} = \frac{1}{g} u_{вх}^2 \frac{\sin \beta_{вх} \cos \delta_{вх}}{\sin (\delta_{вх} + \beta_{вх}) \cos \beta_{вх} \cos \delta_{вх}};$$

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вх}^2 \frac{\operatorname{tg} \beta_{вх}}{\operatorname{tg} \delta_{вх} + \operatorname{tg} \beta_{вх}},$$

т. е. видим, что

$$\varphi_{рад} = 1 - \psi \cos \beta_{вх} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{вх}}{\operatorname{tg} \delta_{вх} + \operatorname{tg} \beta_{вх}}.$$

Из выражения

$$H_{теор \infty} = \frac{c_p}{A} (T_{вх} - T_{вх}),$$

полученного аналогично тому, как было сделано выше, найдем:

$$T_{\partial \text{мх}} - T_{\partial \text{х}} = \frac{A}{g \cdot c_p} u_{\partial \text{мх}}^2 (1 - \psi \cdot \cos \beta_{\partial \text{мх}}).$$

Примем, что сжатие происходит при примерно неизменном объеме, тогда

$$\frac{T_{\partial \text{мх}}}{T_{\partial \text{х}}} = \frac{P_{\partial \text{мх}}}{P_{\partial \text{х}}}$$

и из

$$\frac{T_{\partial \text{мх}}}{T_{\partial \text{х}}} - 1 = \frac{A}{g \cdot c_p \cdot T_{\partial \text{х}}} u_{\partial \text{мх}}^2 (1 - \psi \cdot \cos \beta_{\partial \text{мх}})$$

находим:

$$\frac{P_{\partial \text{мх}}}{P_{\partial \text{х}}} = \left[\frac{A}{g \cdot c_p \cdot T_{\partial \text{х}}} u_{\partial \text{мх}}^2 (1 - \psi \cos \beta_{\partial \text{мх}}) + 1 \right]$$

или

$$\frac{P_{\partial \text{мх}} - P_{\partial \text{х}}}{P_{\partial \text{х}}} = \frac{A}{g \cdot c_p \cdot T_{\partial \text{х}}} u_{\partial \text{мх}}^2 (1 - \psi \cdot \cos \beta_{\partial \text{мх}}) + 1 - 1,$$

откуда следует, что

$$\begin{aligned} \Delta P = P_{\partial \text{мх}} - P_{\partial \text{х}} &= \frac{P_{\partial \text{х}} \cdot A}{g \cdot c_p \cdot T_{\partial \text{х}}} u_{\partial \text{мх}}^2 (1 - \psi \cdot \cos \beta_{\partial \text{мх}}) = \\ &= \frac{A \cdot R \cdot u_{\partial \text{мх}}^2}{g \cdot c_p \cdot v_m} (1 - \psi \cdot \cos \beta_{\partial \text{мх}}). \end{aligned}$$

Это уравнение является приближенным постольку, поскольку здесь сжатие принято происходящим при постоянном объеме, что не вполне точно, однако оно ясно показывает влияние выходного угла $\beta_{\partial \text{мх}}$ на величину получаемого приращения давления в рабочем колесе.

Для практического пользования Киртон предлагает формулу

$$\Delta P = \frac{c}{v_m} \left(\frac{u_{\partial \text{мх}}}{10} \right)^2 \text{ кг/м}^2, \quad (42)$$

где коэффициент c берется из таблицы IX, составленной для условий радиального входа воздуха в лопатку в зависимости от угла наклона лопатки $\beta_{\partial \text{мх}}$ и отношения радиальной составляющей скорости к окружной скорости

$$\frac{c_{p \cdot \text{вх}}}{u_{\partial \text{мх}}} = \psi.$$

Пользуясь формулой (42) и таблицей IX можно быстро найти теоретическое приращение давления, развиваемое рабочим колесом.

Пример 10. Определить примерное теоретическое приращение давления в рабочем колесе с диаметром $D=500$ мм при числе оборотов $n=3500$ об/мин, $v_m=0,76$, угле $\beta=70$ и $\psi=0,6$

Имеем:

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 3500}{60} = 91,58 \text{ м/сек.}$$

c для данного случая $=8,13$; тогда по ф-ле (42):

$$\Delta P = \frac{8,13}{0,76} (91,58)^2 = 897,398 \text{ кг/м}^2 \approx 0,09 \text{ кг/см}^2$$

	$\varphi_{вых}$ (°)	Значения ψ									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Загнутые назад лопатки	30	9,32	8,43	7,56	6,67	5,82	4,92	4,07	3,12	2,27	1,37
	40	9,42	8,65	7,85	7,10	6,28	5,53	4,73	3,98	3,17	2,41
	50	9,55	8,90	8,23	7,56	6,90	6,24	5,63	4,97	4,30	3,64
	60	9,70	9,18	8,65	8,18	7,66	7,14	6,62	6,15	5,63	5,10
	70	9,84	9,50	9,18	8,84	8,46	8,13	7,76	7,42	7,10	6,72
	80	10,0	9,84	9,65	9,50	9,32	9,12	8,98	8,80	8,60	8,42
Загнутые вперед лопатки	90	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2
	100	10,4	10,6	10,7	10,9	11,1	11,2	11,4	11,6	11,8	12,0
	110	10,5	10,9	11,3	11,6	12,0	12,3	12,7	13,0	13,4	13,7
	120	10,7	11,3	11,7	12,3	12,8	13,3	13,8	14,3	14,8	15,3
	130	10,9	11,5	12,2	12,9	13,5	14,2	14,2	15,5	16,1	16,8
	140	11,0	11,8	12,6	13,3	14,1	14,9	15,7	16,5	17,3	18,1
	150	11,0	12,0	12,9	13,8	14,6	15,5	16,4	17,3	18,2	19,1

III. ПРЕВРАЩЕНИЕ ЭНЕРГИИ ЗА РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

После выхода из рабочего колеса воздух по пути следования в нагнетательный патрубок или следующее рабочее колесо (в многоступенчатом насосе) попадает в устройство, в котором происходит превращение кинетической энергии в давление. В качестве органов, осуществляющих это превращение, применяются диффузоры, направляющие аппараты и т. п.

Первые представляют собой окружающие рабочее колесо кольцевые пространства с различными поперечными сечениями, куда поступает вытекающий из колеса воздух, встречающий в диффузоре при своем движении от центра к периферии все возрастающие поперечные сечения (так называемый плоский диффузор).

Вторые (направляющие аппараты) представляют собой также кольцевые пространства, окружающие рабочее колесо, однако здесь они снабжены специальными неподвижными направляющими лопатками, при посредстве которых превращение кинетической энергии в энергию давления происходит более совершенно, чем в диффузоре без лопаток.

Полный напор, развиваемый колесом, складывается из двух частей:

$$H_{дин} = \rho \frac{c_{вых}^2}{2g},$$

где $c_{вых}$ — скорость выхода из рабочего колеса и

$$H_{стат} = H_{теор. \infty} - H_{дин} = \varphi \frac{u_{вых}^2}{2g} - \rho \frac{c_{вых}^2}{2g} \quad (\text{для лопаток с радиальным входом}).$$

Задачей органа, превращающего энергию движения в энергию давления, является максимальное превращение $H_{дин}$ в давление. Это преобразование связано с значительными гидравлическими потерями, но все же довольно значительную часть $H_{дин}$ удается преобразовать в давление, и общий коэффициент полезного действия колеса повышается примерно на 20 — 30%.

а напор, развиваемый одной ступенью насоса, повышается весьма значительно.

1. Диффузор

Скорость в диффузоре можно разложить по двум направлениям — радиальному и тангенциальному. Очевидно, что превращение кинетической энергии происходит под действием перемещения по радиусу, так как при движении через диффузор под каким-то углом воздух встречает возрастающие сечения лишь в радиальном направлении. Перемещение же по касательной дало бы лишь дополнительные потери (завихрения и трения). Отсюда следует, что задачей прибора, превращающего скорость в давление за рабочим колесом, должно быть главным образом превращение в полезный напор (статический или динамический) бесполезно теряемой слагающей скорости по касательной.

Найдем теперь величину пьезометрического напора, получаемого в диффузоре.¹

$$H_{д. теор} = \frac{c_{д. вх}^2}{2g} - \frac{c_{д. вых}^2}{2g}.$$

Обозначим через $c_{д. т. вых}$ тангенциальную, а через $c_{д. р. вых}$ радиальную составляющие скорости выхода из диффузора, причем $c_{д. вых}^2 = c_{д. т. вых}^2 + c_{д. р. вых}^2$. Далее, если обозначим потерю пьезометрического напора в диффузоре, имеющую место при превращении энергии, через $\rho \frac{c_{д. вх}^2}{2g}$, то получим выражение для напора в виде:

$$\begin{aligned} H_d &= \left[\frac{c_{д. вх}^2}{2g} - \left(\frac{c_{д. т. вых}^2}{2g} + \frac{c_{д. р. вых}^2}{2g} \right) - \rho \frac{c_{д. вх}^2}{2g} \right] = \\ &= \frac{1}{2g} [(1 - \rho) c_{д. вх}^2 - c_{д. т. вых}^2 - c_{д. р. вых}^2]. \end{aligned}$$

Рассмотрим процесс изменения скоростей при протекании через диффузор. Если будем рассматривать площадь элементарного сечения как площадь элементарного сектора $dF = \frac{1}{2} r^2 da$, то в силу того, что повышение давления имеет место лишь в радиальном направлении, поперечные сечения диффузора, представляющие собой концентрические цилиндрические поверхности, являются плоскостями равных скоростей воздуха и изменять скорость частиц воздуха, лежащих на них, могут лишь силы, направленные через центр. Элементарная частица воздуха получает под действием центральных сил движение, при котором пройденная площадь пропорциональна времени, в течение которого она пройдена, т. е. $\frac{dF}{dt} = \text{const}$. Отсюда

$$\frac{dF}{dt} = \text{const} = \frac{1}{2} r^2 \frac{da}{dt}.$$

Так как $r \frac{da}{dt}$ равно скорости по касательной, т. е. $r \frac{da}{dt} = c_{д. т.}$, то получаем

$$\frac{1}{2} r \cdot c_{д. т.} = \text{const} \text{ или } r \cdot c_{д. т.} = \text{const}.$$

Отсюда

$$r_{вх} \cdot c_{д. т. вх} = r_{вых} c_{д. т. вых}$$

¹ Вывод дается по Остергау.

$$c_{\partial, \text{т. вых}} = c_{\partial, \text{т. вх}} \frac{r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}}}$$

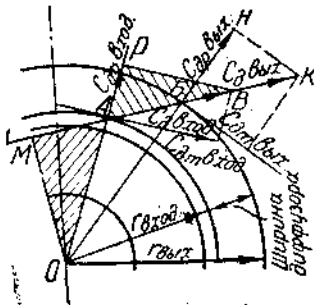
Вводя это значение $c_{\partial, \text{т. вых}}$ в ур-ние для H_{∂} , найдем:

$$H_{\partial} = \frac{1}{2g} \left[(1-\rho) c_{\partial, \text{вх}}^2 - c_{\partial, \text{т. вх}}^2 \left(\frac{r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}}} \right)^2 - c_{\partial, \text{р. вых}}^2 \right];$$

Пренебрегая потерями и $c_{\partial, \text{р. вых}}$, мы найдем теоретический полезный пьезометрический напор в виде:

$$H_{\partial, \text{полезн. теор.}} = \frac{1}{2g} \left[c_{\partial, \text{вх}}^2 - c_{\partial, \text{т. вх}}^2 \left(\frac{r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}}} \right)^2 \right]. \quad (43)$$

Рассмотрим треугольник скоростей при входе в диффузор (фиг. 52). AB здесь изображает абсолютную скорость выхода из рабочего колеса и абсолютную скорость входа в диффузор; $c_{\partial, \text{р. вх}}$ и $c_{\partial, \text{т. вх}}$ изображают радиальную и тангенциальную составляющие абсолютной скорости входа $c_{\partial, \text{вх}}$.



Фиг. 52.

Отложим от точки B скорость $c_{\partial, \text{вх}}$ и разложим ее на две составляющие по радиальному направлению $c'_{\partial, \text{р. вх}}$ и по касательной $c'_{\partial, \text{т. вх}}$. При этом мы делаем допущение, что скорость в диффузоре изменяется не постепенно, а мгновенно по выходе, т. е. в точке B . Поэтому мы в точке B рассматриваем пока скорость $c_{\partial, \text{вх}}$. Затем продолжаем линию ABV влево до ее пересечения с перпендикуляром к ней OM , восстановленным из центра O . Тогда мы будем иметь две пары подобных треугольников $\triangle OMB \sim \triangle BKN$ и $\triangle OMA \sim \triangle AVR$.

Из этих подобных треугольников найдем, что:

$$NK = c'_{\partial, \text{т. вых}} = BK \frac{OM}{OB} = c_{\partial, \text{вх}} \frac{OM}{r_{\text{вых}}}$$

$$PB = c_{\partial, \text{т. вх}} = AB \frac{OM}{OA} = c_{\partial, \text{вх}} \frac{OM}{r_{\text{вх}}}.$$

Подставим $c_{\partial, \text{вх}} = c_{\partial, \text{т. вх}} \frac{r_{\text{вх}}}{OM}$ в первое из выражений. Найдем:

$$c'_{\partial, \text{т. вых}} = c_{\partial, \text{т. вх}} \frac{r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}}}.$$

Подставив это в уравнение для $H_{\partial, \text{полезн. теор.}}$, найдем, учитывая вышеприведенное условие,

$$H_{\partial, \text{полезн. теор.}} = \frac{1}{2g} [c_{\partial, \text{вх}}^2 - c_{\partial, \text{т. вых}}^2] = \frac{c_{\partial, \text{вх}}^2}{2g} - \frac{c_{\partial, \text{т. вых}}^2}{2g} = \frac{c_{\partial, \text{р. вх}}^2}{2g},$$

т. е. в диффузоре теоретически может быть превращена в давление только та радиальная составляющая скорости $c'_{\partial, \text{р. вх}}$, которую имела бы скорость $c_{\partial, \text{вх}}$, если бы направление ее и величина были неизменны до выхода из диффузора. Следовательно, тангенциальная составляющая скорости в давлении не превращается и является потерей, как это уже было указано выше. Из вышеприведенного выражения для $c'_{\partial, \text{т. вых}} = c_{\partial, \text{т. вх}} \frac{r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}}}$ следу-

ет, что она может быть уменьшена путем уменьшения величины $\frac{r_{ax}}{r_{вых}}$.

Это может быть достигнуто увеличением $r_{вых}$, т. е. внешний диаметр диффузора следует делать возможно большим.

По мере приближения к внешней окружности диффузора радиальная составляющая скорости вследствие увеличения сечения все уменьшается, а тангенциальная сравнительно с радиальной остается относительно большой. В силу этого движение каждой частицы воздуха в диффузоре происходит по некоторой кривой, наклоненной вперед по направлению вращения рабочего колеса.

Увеличение давления в диффузоре может быть также определено, исходя из количества теплоты, участвующей в процессе, подобно тому, как это было сделано для рабочего колеса. Напишем:

$$\frac{c_p}{A} [T_{d, \text{вых}} - T_{d, \text{вх}}] = \frac{c_{d, \text{вх}}^2 - c_{d, \text{вых}}^2}{2g}.$$

Имея в виду, в соответствии со сказанным выше, что $\frac{c_{d, \text{вых}}}{c_{d, \text{вх}}} = \frac{r_{ax}}{r_{вых}}$, найдем:

$$\frac{c_p}{A} [T_{d, \text{вых}} - T_{d, \text{вх}}] = \frac{c_{d, \text{вх}}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_{ax}}{r_{вых}} \right)^2 \right].$$

Предполагая сжатие адиабатическим и без потерь, и подставив

$$\frac{T_{d, \text{вых}}}{T_{d, \text{вх}}} = \left(\frac{P_{d, \text{вых}}}{P_{d, \text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

найдем:

$$\frac{c_p}{A} T_{d, \text{вх}} \left[\frac{T_{d, \text{вых}}}{T_{d, \text{вх}}} - 1 \right] = \frac{c_p T_{d, \text{вх}}}{A} \left[\left(\frac{P_{d, \text{вых}}}{P_{d, \text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{c_{d, \text{вх}}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_{ax}}{r_{вых}} \right)^2 \right],$$

откуда

$$\frac{P_{d, \text{вых}}}{P_{d, \text{вх}}} = \left\{ - \frac{A}{c_p T_{d, \text{вх}}} \frac{c_{d, \text{вх}}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_{ax}}{r_{вых}} \right)^2 \right] + 1 \right\}^{\frac{k}{k-1}}$$

и, наконец,

$$\Delta P_d = P_{d, \text{вых}} - P_{d, \text{вх}} = P_{d, \text{вх}} \left\{ \left(- \frac{A}{c_p T_{d, \text{вх}}} \frac{c_{d, \text{вх}}^2}{2g} \left[1 - \frac{r_{ax}^2}{r_{вых}^2} \right] + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right\},$$

Часто кольцевое пространство диффузора выполняется несколько расширенным к внешней окружности; получается коническое кольцевое пространство. Угол раствора конуса диффузора должен быть не более угла естественного расширения потока. Практически эти углы делают в 10—15° (меньший угол для более высоких напоров).

2. Спираль

Действие, аналогичное плоскому кольцевому или коническому кольцевому диффузору, производит и спиральный кожух, охватывающий рабочее колесо. Контур спирали построен так, что он огибает траектории частичек воздуха, вытекающего из рабочего колеса или диффузора. Так как такими траекториями является логарифмическая спираль (см. ниже), то и кожух в этом случае называется спиралью.

В спирали так же, как и в рассмотренных выше диффузорах имеет место возрастание сечений и связанное с этим превращение кинетической энергии в энергию давления.

Построение спирали во избежание излишних потерь требует большой тщательности. Чаще всего оно производится графически.

Приращение статического напора равняется разности скоростных напоров у выхода из колеса и выхода из спирали.

Для расчета сечений спирали можно пользоваться следующим методом. Из уравнения $r \cdot c_{d, m} = \text{const}$ и являющегося следствием закона непрерывности потока уравнения $r \cdot c_{d, p} = \text{const}$ следует, что:

$$\frac{r \cdot c_{d, p}}{r \cdot c_{d, m}} = \frac{c_{d, p}}{c_{d, m}} = \text{const} = \text{tg } \alpha.$$

Так как отношение $c_{d, p}$ к $c_{d, m}$ является тангенсом угла α (фиг. 52), то постоянство отношения этих двух величин, а, следовательно, и угла α , указывает на то, что линии потока являются логарифмическими спиралями. Очевидно, что размеры этой спирали, образующей канал вокруг рабочего колеса (или диффузора), должны быть таковы, чтобы в ней не повышалась скорость. В силу этого сечения спирали должны постепенно возрастать по мере приближения к выходному.

Поперечное сечение спирали может выполняться различно — в виде трапеции, окружности, прямоугольника и т. д. Очень распространено круговое сечение; для такого сечения можно написать (фиг. 52а):

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (R - a)^2 = r^2,$$

откуда

$$b = 2\sqrt{r^2 - (R - a)^2}.$$

Кроме того, из условия равномерного увеличения в канале спирали объема, выходящего из рабочего колеса воздуха, имеем, обозначая через V_φ — объем в данном сечении на угле φ , а V — полный объем на длине канала по углу 360° :

$$V_\varphi = \frac{\varphi}{360} V.$$

Далее, имеем:

$$V = \int c_{d, m} \cdot dF; \quad c_{d, m} = \frac{c_{d, m, \text{ex}} r_{\text{ex}}}{r}$$

и

$$dF = b \cdot dr;$$

тогда

$$V = \int \frac{c_{d, m, \text{ex}} r_{\text{ex}}}{r} b dr \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{360}{V} V_\varphi = \frac{360}{V} c_{d, m, \text{ex}} r_{\text{ex}} \int \frac{b dr}{r}.$$

Вводя сюда полученное выше значение b в зависимости от r , найдем:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{360}{V} c_{d, m, \text{ex}} r_{\text{ex}} \int_{a-r}^{a+r} \frac{2\sqrt{r^2 - (R-a)^2}}{r} dr = \\ &= \frac{360}{V} c_{d, m, \text{ex}} r_{\text{ex}} 2\pi(a - \sqrt{a^2 - r^2}), \end{aligned}$$

откуда

$$r = \sqrt{\varphi a \frac{V}{360 \cdot c_{\partial. \text{ м. вх } r_{\partial x} \pi}} - \varphi^2 \left(\frac{V}{720 \cdot c_{\partial. \text{ м. вх } r_{\partial x} \pi} \right)^2}.$$

Эта формула позволяет рассчитать размеры радиуса в зависимости от угла φ .

В случае трапецеобразного сечения спирали, обращенного широкой стороной кверху, имеем:

$$b = b_{\partial x} + 2(r - r_{\partial x}) \operatorname{tg} \delta,$$

где $b_{\partial x}$ — меньшая из сторон трапеции;

δ — угол между боковыми сторонами;

$r - r_{\partial x}$ — высота сечения.

Закон непрерывности потока дает здесь:

$$c_{\partial. \text{ п. }} \cdot r \cdot b = c_{\partial. \text{ п. вх }} \cdot r_{\partial x} \cdot b_{\partial x},$$

откуда с учетом выражения для b находим:

$$c_{\partial. \text{ п. }} = \frac{c_{\partial. \text{ п. вх }} r_{\partial x} b_{\partial x}}{r \cdot b} = \frac{c_{\partial. \text{ п. вх }} \cdot r_{\partial x} b_{\partial x}}{r [b_{\partial x} + 2(r - r_{\partial x}) \operatorname{tg} \delta]}.$$

Так как в логарифмической спирали приращение радиуса к приращению длины струи — величина постоянная и равная $\operatorname{tg} \alpha$, то

$$\frac{dr}{r \cdot d\varphi} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{c_{\partial. \text{ п. }}}{c_{\partial. \text{ м. }}.$$

Из основного уравнения имеем: $c_{\partial. \text{ м. }} = c_{\partial. \text{ п. вх }} \frac{r_{\partial x}}{r}$.

Подставив значение $c_{\partial. \text{ п. }}$ и $c_{\partial. \text{ м. }}$ в вышеприведенное уравнение, получим:

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{c_{\partial. \text{ п. вх }} \cdot r_{\partial x} \cdot b_{\partial x}}{r [b_{\partial x} + 2(r - r_{\partial x}) \operatorname{tg} \delta]} \cdot \frac{r}{c_{\partial. \text{ м. вх }} \cdot r_{\partial x}} = \frac{c_{\partial. \text{ п. вх }} \cdot b_{\partial x}}{c_{\partial. \text{ м. вх }} [b_{\partial x} + 2(r - r_{\partial x}) \operatorname{tg} \delta]}.$$

Это уравнение дает дифференциальное уравнение:

$$\frac{dr}{r} \left[1 + 2 \frac{r_{\partial x}}{b_{\partial x}} \left(\frac{r}{r_{\partial x}} + 1 \right) \operatorname{tg} \delta \right] = \operatorname{tg} \alpha_{\partial x} d\varphi,$$

где

$$\frac{c_{\partial. \text{ п. вх }}}{c_{\partial. \text{ м. вх }}} = \operatorname{tg} \alpha_{\partial x}.$$

Решение этого уравнения дает:

$$\varphi = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\partial x}} \left[\left(1 - 2 \frac{r_{\partial x}}{b_{\partial x}} \operatorname{tg} \delta \right) \frac{r_{\partial x}}{r_{\partial x}} + 2 \frac{r_{\partial x}}{b_{\partial x}} \left(\frac{r}{r_{\partial x}} - 1 \right) \operatorname{tg} \delta \right].$$

Это уравнение дает также зависимость между размерами сечения и положением данного сечения.

В каналах спирали очень большое значение имеет трение о стенки; поэтому для того, чтобы избежать значительных потерь, связанных с этим трением, после подсчета размера сечения по указанным выше формулам, эти сечения увеличивают. Увеличение производится для круглого сечения спирали по формуле:

$$d = d_0 \left[\sqrt{\frac{c_{\partial \text{ м}}}{c_{\partial \text{ м} 0}}} (1 + 0,1465 \lambda r_{\partial x}) \sqrt{\varphi \frac{c_{\partial. \text{ м. }}}{V}}, \right.$$

где d_0 — диаметр без учета трения;
 $c_{\partial, m}$ — тангенциальные составляющие скорости в данном сечении;
 c_{∂, m_0} — тангенциальная скорость выхода из рабочего колеса;
 $r_{вх}$ — радиус входа в спираль;
 V — объем воздуха, проходящего через данное сечение;
 φ — угол, определяющий положение сечения;
 λ — коэффициент трения, равный примерно 0,045.

Так как потеря трения в круглых сечениях, как известно, меньше, чем в сечениях с другой геометрической формой, то при выборе других форм сечения следует добавлять к увеличению круглого сечения еще 4—8% (8 — для сечений более близких к выходному).

3. Направляющий аппарат

Если в плоском диффузоре установлены неподвижные направляющие лопатки, то такой диффузор носит название направляющего аппарата.

Каналы в направляющем аппарате обычно образуются залитыми или закрепленными в боковые стенки гладкими криволинейными пластинками и поэтому представляют собой ряд возрастающих прямоугольных поперечных сечений, обеспечивающих более совершенное превращение кинетической энергии в энергию давления как следствие более организованного потока.

При входе в направляющее колесо образуются вихри и удары, влекущие за собой соответствующие потери. Для уменьшения этих потерь рекомендуется начало лопатки делать не непосредственно у рабочего колеса, а с некоторым отступлением (примерно на 15—30 мм) по диаметру. Увеличение пьезометрического напора здесь такое же, как и в кольцевом диффузоре, а именно:

$$H_0 = \frac{c_{\partial, вх}^2}{2g} - \frac{c_{\partial, вих}^2}{2g} - \rho \cdot \frac{c_{\partial, вх}^2}{2g}.$$

где $\rho \frac{c_{\partial, вх}^2}{2g}$ учитывает потери в направляющем аппарате, однако учет их весьма затруднителен, так как коэффициент ρ мало исследован.

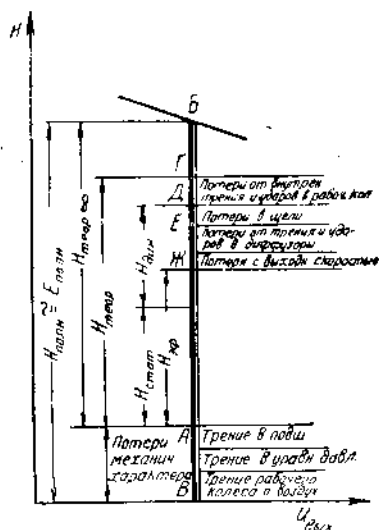
Увеличение давления здесь также можно вычислить, исходя из повышения температуры, как это было сделано выше.

IV. ПОТЕРИ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ

Источниками потерь в центробежных воздушных насосах, вообще говоря, являются:

- 1) трение частиц воздуха о поверхности, вдоль которых они проходят;
- 2) удары частиц воздуха;
- 3) утечки воздуха (потери через зазоры и уплотнения);
- 4) трение вращающихся рабочих колес о воздух;
- 5) трение в подшипниках, уравнивателях давления и пр.

Все эти потери могут быть разбиты на три группы: а) потери в рабочем колесе, куда относятся потери 1, 2 и 3; б) потери за рабочим колесом, куда относятся потери 1 и 2, имеющие место, например, в диффузорах или направляющих аппаратах и, наконец, в) потери, так сказать, „механического“ происхождения, куда относятся потери 4 и 5.



Фиг. 53.

Теоретический напор и потери наглядно показаны на фиг. 53, где AB изображает теоретический напор при бесконечно большом числе лопаток, который может быть получен при данной окружной скорости в точке B . В эту величину не входят потери, вызванные, например, трением вне рабочих колес. AG изображает теоретический напор, который может быть получен при конечном числе лопаток; AB — величину „механических“ потерь; GD — потери в самом рабочем колесе от трения и ударов, DE — в зазорах и уплотнениях; JE — потери в диффузорах, спиральных и направляющих аппаратах на трение и удары и потерю с выходной скоростью, и, наконец, $AЖ$ — эффективный напор. Как уже указывалось, теоретический напор характеризует полное количество энергии, введенное в колесо, а $H_{полн}$ — полное количество энергии, введенное в насос.

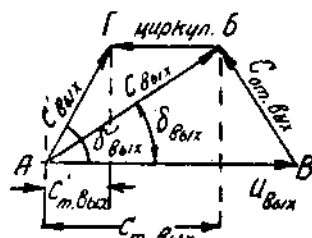
1. Неточность классической теории центробежных машин и влияние конечного числа лопаток

Практические величины напора, получаемые по испытаниям, отличаются от таковых, получаемых по приведенным в предшествующих главах формулам, что учитывается введением в эти формулы эмпирических коэффициентов σ и μ (формула 37").

Причины такого отклонения заключаются в неточности классической, основанной на формулах Эйлера, теории центробежных машин. Лишь в последнее время рядом авторов (Кухарский, Стодола, Пфлейдерер, Шпанхаке, Экк, Буземан, Майзель, Поликовский и др.) разработаны основания для теории, позволяющей объяснить и рассчитать ряд явлений до того необъяснимых.

Основы этой теории, созданной на базе учета явления „циркуляции“ (см. ниже), заложены сравнительно недавно и проводимые по ней расчеты не имеют еще под собой проверенных длительной практикой методики и числовых показателей, что затрудняет пользование ею.¹

Классическая теория предполагала равенство скоростей и давлений во всех точках каналов рабочего колеса, лежащих на одной окружности, и считала, что частица, попавшая на лопатку, будет двигаться по ней до конца (т. е., что поверхность лопатки есть одна из траекторий относительного движения), при чем все потоки частиц воздуха будут параллельны лопаткам. В отличие от этого в новой теории устанавливается наличие в каналах, образованных лопатками, циркуляционных токов (по типу показанных на фиг. 54 сверху для вращающегося замкнутого канала) и, как следствие, неодинаковость давлений и скоростей на передней и задней сторонах лопаток (меньшее давление и большая скорость у задней стороны). Наличие циркуляции заставляет ввести в треугольник скорости еще одну составляющую, которая вызывает в выходном треугольнике смещение назад направления абсолютной скорости, причем уменьшается величина теоретического напора, как следствие уменьшения тангенциальной составляющей скорости. Это показано на фиг. 54 (внизу), где AB изображает абсолютную скорость выхода $c_{вых}$, AB — окружную скорость $u_{вых}$, BB' — относительную скорость по лопатке. Если учесть наличие циркуляции вектором GB , то получим упомянутое выше смещение



Фиг. 54.

¹ Отдельные попытки применения этой теории к расчету центробежных машин в общем оправдали себя и, несомненно, что в дальнейшем эта методика получит повсеместное употребление. Намеку методики этих подсчетов см., например, Поликовский — Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры; Энергоиздат, 1934 г.

абсолютной и относительной скоростей в положении $АГ$ ($c'_{вых}$) и $ВГ$ ($c'_{отн}$). Этому соответствует, во-первых, тангенциальная составляющая $c'_{т.вых} = c'_{вых} \cos \delta'_{вых}$, меньшая, чем таковая без учета циркуляции — $c_{т.вых} = c_{вых} \cos \delta_{вых}$. С уменьшением этой величины, как следует из ур-ния (39), уменьшается и $H_{теор \infty}$. Во-вторых, при учете циркуляции во входном треугольнике изменится угол безударного входа, который не соответствует тому, который вводится нами в расчеты, следствием чего являются удары при входе на лопатку и вызываемые ими потери.

Таким образом, применение теории с учетом циркуляции объясняет и позволяет заранее учесть несоответствие результатов опыта расчетным величинам, получаемым при применении классической теории центробежных машин.

Однако, как уже указывалось, эта теория еще не получила достаточной проверки в части применяемых при расчетах коэффициентов, а также и самой методики расчета. Так, одни авторы (например, Поликовский) считают, что преобладающее значение имеет заполнение колеса потоком (т. е. параллельность струй), другие же считают, что не это явление играет основную роль в вопросе несовпадения результатов опыта с расчетами. Так или иначе, расчеты, основанные на учете циркуляции, еще в конструкторскую практику не вошли и, как говорилось выше, расчеты ведутся пока на основе эмпирических зависимостей.

К рассмотрению некоторых из этих зависимостей мы и перейдем.

На фиг. 53 рассматриваемые потери соответствуют величине $ГБ$ и определяются по эмпирическим коэффициентам применительно к каждому отдельному случаю.

Вообще, можно написать:

$$H_{теор} = \mu H_{теор \infty}$$

где μ изменяется от 0,7 до 0,95 и в среднем равно 0,85. Для величины μ существует ряд зависимостей, одна из которых имеет такой вид (для большого числа лопаток):

$$\mu = \left[1 - \frac{\pi}{3} \frac{\sin^2 \beta_{вых}}{z} \right]^2,$$

где β — угол наклона лопатки,
 z — число лопаток.

Для радиальных лопаток, очень распространенных в насосах для двигателей внутреннего сгорания, будем иметь:

$$\mu = \left(1 - \frac{\pi}{3} \frac{\sin^2 180^\circ}{z} \right)^2 = 1,$$

т. е. эта формула для данного случая не применима.

Другая из употребительных формул имеет вид (по Шульцу):

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\psi \sin \beta_{вых}}{z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

где ψ — коэффициент = 1,6 ÷ 2,0, в среднем — 1,8;
 z — число лопаток;

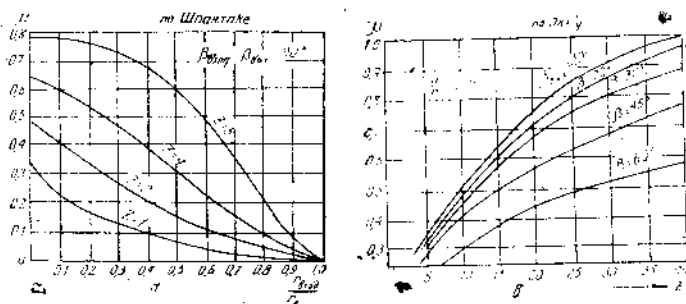
D_1 и D_2 — входной и выходной диаметры колеса, отношение которых

$$\frac{D_1}{D_2} \cong 0,4 \div 0,65,$$

Для радиальных лопаток эта формула при $\beta_{вых} = 90^\circ$ и $\sin \beta_{вых} = 1$ дает:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

Примерные данные (в виде графика) для определения величины μ дает Шпанхаке (см. фиг. 55) для радиальных лопаток в зависимости от числа их и отношения радиусов. График на фиг. 55, а дает для нерадиальных лопаток, в зависимости от угла наклона и числа их, величину коэффициента, включающего в себя μ и состоящего из произведения



Фиг. 55.

φ , η , где η — так называемый „гидравлический коэффициент полезного действия“, учитывающий качество превращения энергии в рабочем колесе. Этот коэффициент дает, таким образом, не $H_{теор}$, а $H_{эф}$.

Перейдем теперь к рассмотрению прочих отдельных потерь.

2. Трение частиц воздуха о поверхность¹

Трение имеет место в рабочем колесе, диффузоре, направляющих аппаратах, направляющих каналах и пр. при протекании по ним воздуха. Величина потери от этого трения зависит от скорости потока и удельного веса протекающего воздуха. По мере увеличения скорости потока, она достигает такой величины, — различной для разных газов и в различных условиях, — при которой поток из ламинарного (спокойного) становится турбулентным и потери на трение, как следствие этого, сильно увеличиваются. В центробежных воздушных насосах движение воздуха через каналы колес почти всегда турбулентное.

Величина потери от трения частиц воздуха о поверхности, вдоль которых они движутся, может быть приближенно выражена ф-лой типа:

$$E_{тр. \text{возд}} = a \cdot \gamma \cdot c^2, \quad (45)$$

где $E_{тр. \text{возд}}$ — потеря от трения в кгм;

a — постоянный коэффициент (равный примерно 0,0002 и дающий $E_{тр. \text{возд}}$ в кгм);

γ — удельный вес;

c — скорость воздуха в м/сек.

Потеря энергии на 1 кг воздуха может быть найдена следующим образом.

Пусть размер поверхности, вдоль которой протекает воздух, будет $Sl \text{ м}^2$, где S — периметр в м, l — длина канала в м.

¹ По Кирпону, гл. IV, § 34; см. также: Поликовский, Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры; стр. 156 и далее, Энергиздат, 1934 г.

Если площадь сечения канала $F \text{ м}^2$, то отношение сечения к периметру называется гидравлическим радиусом. Обозначим его через

$$m = \frac{F}{S}. \quad (46)$$

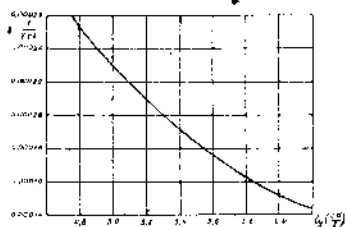
Количество протекающего воздуха выразится величиной γFl . Тогда при перемещении этого количества воздуха на длине l получим потерю энергии на 1 кг воздуха:

$$\frac{E_{\text{тр. возд}} \cdot S \cdot l \cdot l}{\gamma \cdot F \cdot l} = \frac{\alpha \gamma c^2 S l^2}{\gamma Fl} = \frac{\alpha c^2 l}{m}. \quad (47)$$

Более точные величины потери энергии $E_{\text{тр. возд}}$ на единицу поверхности дает формула (по Стентону):

$$E_{\text{тр. возд}} = k \cdot c^2 \gamma \left(\frac{\mu}{\gamma \cdot l \cdot c} \right)^r \text{ кг/м}^2, \quad (48)$$

где c — скорость движения воздуха в м/сек,
 l — длина канала в м,
 γ — удельный вес в кг/м³,
 μ — абсолютная вязкость в кг·м·сек,¹
 k — постоянный коэффициент,
 r — степень.



Фиг. 56.

Преобразовывая это выражение в $A = \frac{E_{\text{тр. возд}}}{l^2 \gamma} = k \left(\frac{\mu}{\gamma \cdot l \cdot c} \right)^r =$
 $= k \left(\frac{\xi}{c \cdot l} \right)^r = k \left(\frac{l \cdot c}{\xi} \right)^{-r} = k(R)^{-r},$

где ξ — кинетическая вязкость $= \frac{\mu}{\gamma} \text{ м}^2/\text{сек};$

R — так называемое число Рейнольдса, характеризующее, при одинаковой геометрической форме двух потоков одинаковость их в гидродинамическом отношении.

Пользуясь графиком на фиг. 56, где в качестве абсцисс нанесены величины $\lg \left(\frac{cd}{\xi} \right)$ (здесь d — эквивалентный диаметр сечения канала, может быть принят для прямоугольного канала равным $4m$, т. е. четырем гидравлическим радиусам), а в качестве ординат — величина $\frac{E_{\text{тр. возд}}}{\gamma \cdot l^2}$, будем находить из последней величину $E_{\text{тр. возд}}$ кг/м².

Чтобы вычислить всю потерю энергии на трение воздуха о поверхности, вдоль которых он проходит, можно с достаточной точностью применить формулу для 1 кг воздуха:

$$E_{\text{полн. тр. возд}} = \frac{E_{\text{тр. возд}}}{F_m \cdot \gamma_m} L, \text{ м.} \quad (49)$$

¹ Вязкость может быть определена по ф-ле $\mu = \frac{1.42 \cdot 10^{-6}}{1 + \frac{T}{114}} \sqrt{T}$, где μ — вязкость

в кг/м·сек, а T — абсолютная температура воздуха.

* Наконец можно пользоваться для нахождения потерь на трение, выраженных в метрах, формулой (по Экку):

$$H_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g}.$$

где $E_{тр. возд}$ — средняя величина потери в кг/м².

γ_m — средний удельный вес,

F_m — средняя площадь потока в м²,

F — общая поверхность в м².

Для определения потери давления надо умножить $E_{полн. тр. возд}$ на средний удельный вес и тогда

$$\Delta P_{тр. возд} = E_{полн. тр. возд} \cdot \gamma_m \text{ кг/м}^2.$$

Можно вести определение потерь по отдельным промежуточным участкам (а не от входа до выхода как для одного участка), что дает большую точность подсчета.

Пример 11.¹ Определить потерю от трения и уменьшение давления при прохождении воздуха через рабочее колесо, основные размеры которого показаны на фиг. 57:

площадь у входа равна $F_{вх} = 0,05 \cdot 0,03 = 0,0015 \text{ м}^2$,

площадь у выхода равна $F_{вых} = 0,025 \cdot 0,05 = 0,00125 \text{ м}^2$,

периметр у входа равен $S_{вх} = 2(0,05 + 0,03) = 0,16 \text{ м}$,

периметр у выхода равен $S_{вых} = 2(0,025 + 0,05) = 0,15 \text{ м}$

гидравлический радиус у входа равен в соответствии с формулой (46);

$$m_{вх} = \frac{F_{вх}}{S_{вх}} = \frac{0,0015}{0,16} = 0,00937$$

и эквивалентный диаметр:

$$d_{вх} = 4 m_{вх} = 4 \cdot 0,00937 = 0,0375.$$

Аналогично у выхода имеем:

$$m_{вых} = \frac{F_{вых}}{S_{вых}} = \frac{0,00125}{0,15} = 0,00833$$

и

$$d_{вых} = 4 m_{вых} = 4 \cdot 0,00833 = 0,0333.$$

Абсолютная вязкость у входа по ф-ле, данной в примечании на стр. 82, при температуре входа воздуха в 15°С, т. е.

$$T_{вх} = 273 + 15 = 288,$$

будет равна:

$$\mu_{вх} = \frac{1,42 \cdot 10^{-6} \sqrt{T_{вх}}}{1 + \frac{114}{T_{вх}}} = \frac{1,42 \cdot 10^{-6} \sqrt{288}}{1 + \frac{114}{288}} = 17,3 \cdot 10^{-6}.$$

где все обозначения те же, что и раньше, а λ — коэффициент трения имеет величину для гладких труб (по Блазиусу):

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{R}},$$

где R — число Рейнольдса $R = \frac{c \cdot d}{\mu}$ (см. фиг. 56), а для шероховатых труб:

$$\lambda = 0,0096 + 4 \sqrt{\frac{k}{d}} + 1,7 \sqrt{\frac{1}{R}},$$

где k — выражает величину негладкости.

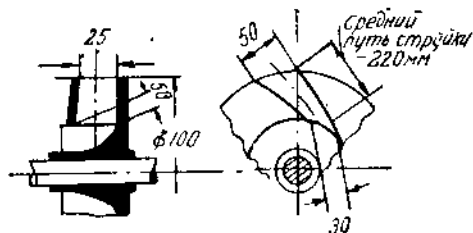
Для сварных жестяных труб последняя величина равна:

$$k = 0,0002 \div 0,0005 \text{ см.}$$

а для резиновых шлангов:

$$k = 0,000006 \div 0,000012 \text{ см.}$$

¹ Этот и все последующие подсчеты и примеры — в пределах точности логарифмической линейки.



Фиг. 57.

Кинематическая вязкость при удельном весе воздуха, взятом из энтропийной диаграммы ($t = 15^\circ \text{C}$; $p = 0,975 \text{ атм}$; $\nu = 0,86$ и $\gamma_{вх} = \frac{1}{0,86} = 1,16$), будет равна

$$\xi_{вх} = \frac{\mu_{вх}}{\gamma_{вх}} = \frac{17,3 \cdot 10^{-6}}{1,16} = 14,9 \cdot 10^{-6}.$$

Аналогичным путем найдем при t выхода $= 36^\circ \text{C}$.

$$\mu_{вых} = \frac{1,42 \cdot 10^{-6} \sqrt{309}}{1 + \frac{114}{309}} = 18,15 \cdot 10^{-6}$$

и кинематическая вязкость при $p_{вых} = 1,2$ и $\gamma_{вых} = \frac{1}{0,788} = 1,34$.

$$\xi_{вых} = \frac{18,15 \cdot 10^{-6}}{1,34} = 13,55 \cdot 10^{-6}.$$

Имея скорость входа и выхода воздуха из колеса

$$\begin{aligned} c_{вх} &= 98 \text{ м/сек}, \\ c_{вых} &= 85 \text{ м/сек}, \end{aligned}$$

получим теперь значения величин $\frac{cd}{\xi}$ для входа и выхода из колеса.

$$\begin{aligned} \left(\frac{cd}{\xi} \right)_{вх} &= \frac{98 \cdot 0,0375}{14,9 \cdot 10^{-6}} = 2,47 \cdot 10^{-6}, \\ \left(\frac{cd}{\xi} \right)_{вых} &= \frac{85 \cdot 0,0053}{13,55 \cdot 10^{-6}} = 3,36 \cdot 10^{-6} \end{aligned}$$

и затем, найдя значения логарифма этих величин, найдем по диаграмме фиг. 56:

$$\text{для } \lg \left(\frac{cd}{\xi} \right)_{вх} = 5,3427 \quad \left(\frac{E_{тр. возд}}{c^2 \gamma} \right)_{вх} = 0,000197;$$

$$\text{для } \lg \left(\frac{cd}{\xi} \right)_{вых} = 5,5263 \quad \left(\frac{E_{тр. возд}}{c^2 \gamma} \right)_{вых} = 0,000205.$$

Отсюда

$$E_{тр. возд. вх} = 0,000197 \cdot c_{вх}^2 \cdot \gamma_{вх} = 0,000197 \cdot 98^2 \cdot 1,16 = 2,2 \text{ кг/м}^2$$

$$E_{тр. возд. вых} = 0,000205 \cdot c_{вых}^2 \cdot \gamma_{вых} = 0,000205 \cdot 85^2 \cdot 1,34 = 2,02 \text{ кг/м}^2$$

и

$$E_{тр. возд.} = \frac{E_{тр. возд. вх} + E_{тр. возд. вых}}{2} = \frac{2,2 + 2,02}{2} = 2,11 \text{ кг/м}^2.$$

Общая поверхность L = длина среднего пути $\times$ средний периметр =

$$= 0,220 \cdot \frac{S_{вх} + S_{вых}}{2} = 0,220 \cdot \frac{0,16 + 0,15}{2} = 0,034 \text{ м.}$$

Средняя площадь потока:

$$F_m = \frac{F_{вх} + F_{вых}}{2} = \frac{0,0015 + 0,00125}{2} = 0,001375 \text{ м}^2.$$

Средний удельный вес:

$$\gamma_m = \frac{\gamma_{вх} + \gamma_{вых}}{2} = \frac{1,16 + 1,34}{2} = 1,25.$$

Тогда по формуле (49)

$$E_{полн. тр. возд} = \frac{E_{тр. возд}}{F_m \gamma_m} = \frac{2,11 \cdot 0,034}{0,001375 \cdot 1,25} = 41,7 \text{ м.}$$

Для определения потери давления Δp найдем средний удельный объем:

$$v_m = \frac{0,86 + 0,748}{2} = 0,804;$$

тогда

$$\Delta p = \frac{E_{\text{полн. тр. возд}}}{v_m} = \frac{41,7}{0,804} = 52$$

или $0,0052 \text{ кг/см}^3$.

Зависимость между $\frac{E_{\text{тр. возд}}}{\gamma \cdot c^2}$ и $\frac{cd}{\xi}$ на фиг. 56 алгебраически выражается уравнением:

$$\frac{E_{\text{тр. возд}}}{\gamma \cdot c^2} = \left(\frac{cd}{\xi} \right)^{-0,35} \cdot 0,00778 + 0,000091,$$

откуда

$$E = \gamma [0,00778 \cdot \left(\frac{\xi}{d} \right)^{0,39} c^{1,65} + 0,000091 c^2].$$

Таким образом, видим, что величина потери от трения пропорциональна изменению скорости в степени, близкой к 2. Это показывает невыгодность применения больших скоростей.

Влияние удельного веса на трение выражается главным образом через кинематическую вязкость. Прочие влияния его примерно компенсируют друг друга; так как кинематическая вязкость уменьшается с увеличением удельного веса газа, а потери почти прямо пропорциональны кинематической вязкости, то увеличение γ влечет за собой некоторое уменьшение потерь на трение.

3. Удары частиц воздуха

Потери от ударов вызываются внезапным изменением скорости воздуха, ударами при входе на лопатку и пр.

Удары вызываются внезапным изменением скорости потока в силу того, что в этом случае возникает усиленное движение частиц воздуха (циркулирующие потоки) и, как следствие этих дополнительных движений, столкновение частиц воздуха между собой и со стенками каналов. Величина их определяется по ф-ле типа $H_{\text{удар}} = \psi \frac{c^2}{2g}$, где c — геометрическая разность скоростей до и после изменения.

Удары при входе на лопатку вызываются тем, что обычно воздух при захвате его лопаткой меняет направление движения и при этом частицы его ударяются друг о друга и о стенки канала.

В случае устройства радиального входа в наклонные лопатки — получается так называемый „безударный вход“. В этом случае входной треугольник скорости, изображенный на фиг. 54, приобретает другой вид (показанный на фиг. 58), а вместе с этим приобретают другой вид и основные уравнения.

В уравнении (39), как мы уже говорили, получим $\delta_{ax} = 90^\circ$ и $\cos \delta_{ax} = 0$ и соответственно этому:

$$H_{\text{теор } \infty} = \frac{1}{g} u_{\text{вых}} \cdot c_{\text{вых}} \cos \delta_{\text{вых}}. \quad (39'')$$

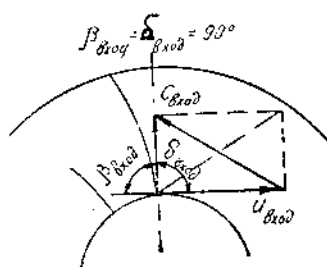
При подстановке $c_{\text{вых}} = \psi \cdot u_{\text{вых}}$ получим:

$$H_{\text{теор } \infty} = \frac{1}{g} \psi \cdot u_{\text{вых}}^2 \cdot \cos \delta_{\text{вых}}. \quad (50)$$

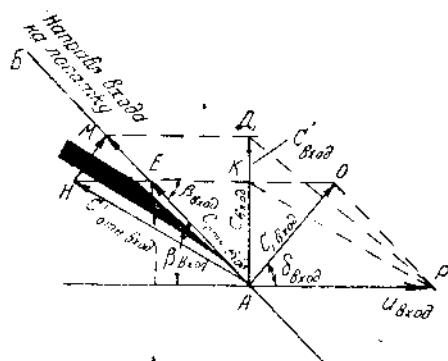
Рассмотрим условия входа частиц воздуха на лопатку. На фиг. 59 изображены основные составляющие скорости: u_{ax} — окружная скорость

у входа на лопасть — и $c_{вх}$ — абсолютная скорость входа воздуха, направленная кверху. Под действием этих двух скоростей возникает скорость движения по лопатке $c_{отн. вх}$.

Предположим, что эта скорость по направлению не совпадает с направлением входа на лопатку (т.е. не совпадает с касательной AB к лопатке в точке A — начале лопатки). Тогда получающаяся при этом скорость $c'_{отн. вх}$ может быть разложена на две, из которых одна (AM) направлена по лопатке, а другая MH нормально к ней. Нормальная составляющая уничтожается вследствие сопротивления лопатки, давая при этом удар. Составляющая AM оказывается большей, чем $c'_{отн. вх}$, так как в треугольнике скоростей, построенном на $u_{вх}$, эта скорость AM дала бы радиальный вектор AD , больший истинной величины абсолютной скорости AA . Следовательно, при направлении скорости $c'_{отн. вх}$, как показано на фиг. 59 (т.е. не совпадая по направлению с AB), должно иметь место внезапное



Фиг. 58.



Фиг. 59.

сокращение абсолютной скорости воздуха при входе на лопатку от величины $c'_{вх}$ до величины $c_{вх}$, меньшей чем $c'_{вх}$. Этому сокращению как бы соответствует сокращение скорости по лопатке на величину EM , а оставшаяся часть скорости и будет истинным $c_{отн. вх}$ и должна дать вместе с $u_{вход}$ истинное $c_{вх}$ уже захваченного лопаткой воздуха, т.е. абсолютная скорость входа воздуха в момент захвата его лопаткой (в точке A) будет равна геометрической сумме скоростей $u_{вх}$ и $c_{отн. вх}$ и эта сумма изображится на фиг. 59 линией AO . Как видно из фигуры, вектор $AO = c_{вх}$ можно рассматривать как геометрическую сумму векторов $AK = c_{вх}$ и OK ; тогда можно написать:

$$\frac{c_{вх}^2 - c_{вх}^2}{2g} = \frac{OK^2}{2g},$$

т.е. вектор OK изображает потерянную при ударе скорость, которая при иных условиях могла бы быть превращена в напор.

Так как вектор OK в силу параллельности линий HA и PK и EA и PO равен вектору HE , а последний составляется из векторов HM и ME , то можно написать, что

$$\frac{c_{вх}^2 - c_{вх}^2}{2g} = \frac{OK^2}{2g} = \frac{HM^2}{2g} + \frac{EM^2}{2g},$$

где $\frac{HM^2}{2g}$ характеризует энергию нормального удара о лопатку, а $\frac{EM^2}{2g}$ — энергию так называемого удара Борда-Лапласа.

Выражая величину OK через величины основных скоростей, найдем:

$$OK = HK - EK = u_{ax} - c_{ax} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{ax}.$$

Вводя это выражение в величину, характеризующую удар, найдем:

$$E_{удар} = \frac{c_{ax}^2 - c_{ax}^2}{2g} = \frac{OK^2}{2g} = \frac{(u_{ax} - c_{ax} \operatorname{ctg} \beta_{ax})^2}{2g}. \quad (51)$$

Можно доказать, что в случае, если угол β_{ax} больше, чем угол β_{ax} на фиг. 59 и линия AB лежит левее $c_{отн. ax}^2$, то выражение для удара будет такое же, как выведено выше.¹

Если угол $\beta_{ax} = \delta_{ax} = 90^\circ$ (т. е. вход радиальный), то имеем на фиг. 59 совпадение $c_{отн}$ и $c_{отн}$ и, следовательно, разность их равна 0. При этом и $E_{удар} = 0$ и струя входит на лопатку в точке A без удара.²

Безударный вход при данных β_{ax} и u_{ax} соответствует определенному расходу воздуха через рабочее колесо:

$$V = F_{ax} \cdot u_{ax} \cdot \operatorname{tg} \delta_{ax}.$$

При ином расходе (следовательно, и ином u_{ax}) при данном β_{ax} , безударный вход уже не будет иметь места. Можно, таким образом, сказать, что потери на удар зависят от расхода воздуха через рабочее колесо. Она будет, очевидно, минимальной при работе колеса с запроектированной производительностью, когда угол входа будет, в правильно спроектированных рабочих колесах, соответствовать углу безударного входа на лопатку. При больших или меньших расходах будут возникать потери, вызываемые, как было указано выше, косым ударом входящего воздуха о лопатку.

Потери от удара могут также возникать при выходе из рабочего колеса вследствие сильного завихрения и т. п., когда воздух выходит в имеющие противоположное направление лопатки направляющего аппарата.

Величину потерь на удар, вообще говоря, подсчитать представляется довольно затруднительным. В. И. Поликовский³ дает следующую формулу для определения потери напора на удар в зависимости от заполнения сечения потоком (т. е. расхода воздуха через рабочее колесо):

$$\Delta H_{удар} = \varphi \frac{1}{\gamma \cdot 2g} u_{ax}^2 \left(1 - \frac{V}{V_0} \right)^2 \text{ м. вод. ст.} \quad (52)$$

При большой ширине колеса b нужно применять видоизмененную формулу:

$$\Delta H_{удар} = \varphi \frac{1}{2g \cdot \gamma} u_{ax}^2 \left(1 - \frac{V}{V_0} \right)^2 \sin^2 \beta_{ax}. \quad (52')$$

Наконец, в случае поворота струи больше, чем на 30° , можно пользоваться приближенной формулой:

$$\Delta H_{удар} = \varphi \frac{1}{2g \cdot \gamma} c_{отн. ax}^2. \quad (52'')$$

Во всех трех формулах:

¹ См. проф. А. П. Герман, Теория и расчет турбовоздуховдных машин; изд. 1928 г. стр. 13—14.

² Нужно учесть сказанное выше о циркуляции, которая вызывает и в этом случае некоторый удар.

³ В. И. Поликовский, Вентиляторы, воздуховодки и компрессоры, Энергоиздат, 1933, стр. 153.

φ — коэффициент, меняющийся примерно от 0,2 до 0,3 при

$$V_k < V_0 \text{ и от } 1,0 \text{ до } 1,2 \text{ при } V_k > V_0;$$

γ — удельный вес газа;

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2;$$

$u_{вх}$ — окружная скорость при входе в м/сек;

V_0 — расчетный расход в м³/сек;

V_k — фактический расход в м³/сек;

прочие обозначения те же, что и раньше.

Пример 12. Определить потери удара для воздушного центробежного насоса со следующими данными:

$$V_k = 60 \text{ м}^3/\text{мин} = 1,0 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$P_{всac} = 0,95 \text{ кг/см}^2;$$

$$t_{всac} = 17^\circ \text{ C}, T_{всac} = 273 + 17 = 290^\circ;$$

$$n = 600 \text{ об/мин};$$

$$\text{диаметр входного сечения } D_{вх} = 320 \text{ мм.}$$

Найдем окружную скорость у входа в колесо:

$$u_{вх} = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,32 \cdot 600}{60} = 10,05 \text{ м/сек.}$$

Абсолютная скорость входа при угле $\gamma_{вх} = 60^\circ$ будет равна:

$$c_1 = u_{вх} \cdot \operatorname{tg} 60^\circ = 10,05 \cdot 1,73 = 17,39 \text{ м/сек.}$$

Эту скорость мы имеем при полной производительности V_0 ; следовательно,

$$c_1 = 17,39 = \frac{V_0}{\frac{\pi \cdot D_{вх}^2}{4}} = \frac{V_0}{\frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4}} = \frac{V_0}{0,08},$$

откуда $V_0 = 17,39 \cdot 0,08 = 1,39 \text{ м}^3/\text{сек}$; тогда по ф-ле (52) при $\gamma_{всac} = 1,123$ для условий всасывания найдем:

$$\begin{aligned} \Delta H_{удар} &= \varphi \frac{1}{2g \cdot \gamma_{всac}} u_{вх}^2 \left(1 - \frac{V_k}{V_0}\right)^2 = 0,2 \frac{10,05^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,123} \left(1 - \frac{1,0}{1,39}\right)^2 = \\ &= 0,0715 \text{ мм вод. ст.} = 0,0715 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Умножая эту величину на удельный вес, найдем для 1 кг воздуха потерю в м:

$$\Delta H_{удар} \cdot \gamma_{всac} = 0,0715 \cdot 1,123 \cdot 10^{-3} = 0,081 \cdot 10^{-3} \text{ м на 1 кг воздуха.}$$

Для получения всей потери нужно полученную величину умножить на производительность насоса в кг/сек:

$$\Delta H_{удар, \text{полн}} = \Delta H_{удар} \cdot \gamma_{всac} \cdot V_{всac} = \frac{1}{1,123} \cdot 0,081 \cdot 10^{-3} = 0,072 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4. Потери от утечек

В центробежных воздушных насосах, как и во всех других машинах, между движущимися и неподвижными частями имеется больший или меньший зазор. В частности между рабочим колесом и корпусом насоса также имеется зазор, куда утекает сжатый воздух (см. стрелки на фиг. 60). Хотя зазоры эти и невелики, все же они вполне достаточны для прохода воздуха и распространения избыточного давления. Это давление, распространяясь, например с торцевой стороны рабочего колеса, создает усилие, направленное в сторону всасывающего патрубка (так называемое осевое давление).

Для уменьшения потерь от утечки, места, где воздух может проходить в соседние ступени, уплотняются (см. например *A* и *B*, на фиг. 60). Эти уплотнения (лабиринты) бывают трех основных типов, показанных на той же фигуре внизу:¹

I — канавки прорезаны во вращающейся части, а неподвижная часть гладкая (наименее эффективная конструкция);

II — канавки сделаны в подвижной и неподвижной частях;

III — в подвижной и неподвижной частях имеются выступы, заходящие попарно один за другой (наиболее эффективная конструкция).

Следует иметь в виду, что утекающий воздух либо засасывается обратно в то же рабочее колесо после выхода через уплотнение *A* (см. фиг. 60), либо попадает в диффузор соседнего рабочего колеса с более низким давлением, пройдя через уплотнение *B* (см. фиг. 60). Следовательно, этот воздух циркулирует в насосе, как бы увеличивая его производительность (фиктивно). Понятно, что увеличение производительности вызывает увеличение затрат энергии насосом, что и является потерей.

Обозначим через:

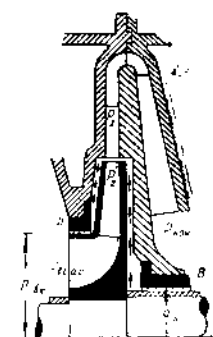
G — вес воздуха, входящего в секунду в насос из всасывающего патрубка;

G_A — вес воздуха, протекающего в секунду через зазор уплотнения *A* обратно во всасывающее отверстие колеса; примем, что это перетекание происходит под разностью давлений: $\Delta P_A = P_{\text{кон}} - P_{\text{всас}}$ (см. фиг. 60);

G_B — вес воздуха, протекающего в секунду через зазор уплотнения *B* в кожух насоса под давлением $\Delta P_B = P_{\text{кон}} - P_2'$ (см. фиг. 60);

E — работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в рабочем колесе от давления $P_{\text{всас}}$ до P_2' ;

E_d — то же в диффузоре от P_2' до P_2 .



Фиг. 60.

Тогда потеря энергии, вызываемая этими утечками, может быть выражена уравнением:

$$G_A E + G_B E_d = E_{\text{утеч.}} \quad (53)$$

При общей затрате энергии в насосе

$$E_{\text{сообщ}} = (G + G_A)E + (G + G_B)E_d$$

получим потерю энергии в одной ступени (в процентах):

$$\varphi_{\text{утеч}} = \frac{E_{\text{утеч}}}{E_{\text{сообщ}}} 100\%$$

Помимо утечек в описанных выше зазорах, таковые могут еще иметь место в случае применения уравновешивающих устройств гидравлического типа (уравнитель давления), препятствующих упомянутому выше осевому сдвигу рабочих колес. В этом случае осевой сдвиг воспринимается поршнем; в зазоры между ним и кожухом насоса и утекает воздух.

Наконец, утечка в атмосферу возможна еще через сальники, уплотняющие валы возле конца насоса (нагнетательного). В качестве сальников в этих случаях применяются такие же устройства, как и показанные на фиг. 60.

Для определения величины потерь через зазоры (утечек) нужно установить закон изменения давления воздуха при его проходе через образуемую зазором щель, снабженную той или иной формы уплотнением.

Во время прохождения через каждое сужение давление падает, а скорость нарастает. При переходе к следующему сужению воздух встречается с относительно неподвижным воздухом и растрчивает свою кинетическую энергию.

¹ В последнее время стали применять лабиринты со вставными пружинящими кольцами (типа поршневых), уплотняющими одну камеру относительно другой.

Кроме того можно написать, что средняя скорость протекания:

$$w_m = \frac{Q_{заз} \cdot v_m}{\mu \cdot F_{заз}}$$

где μ — коэффициент истечения < 1 , так как имеет место сужение струи;

$F_{заз}$ — поперечное сечение зазора;

v_m — средний удельный объем газа;

$G_{заз}$ — вес воздуха, протекающего через зазор.

При числе карманов z полная потеря давления будет:

$$P_{нач} - P_{кон} = z \cdot \Delta p.$$

С учетом ур-ния (54) получим:

$$P_{нач} - P_{кон} = z \frac{w_m^2}{2g} \gamma_m = z \frac{w_m^2}{2g \cdot v_m}.$$

Пользуясь предшествующим соотношением, найдем последовательно

$$\begin{aligned} P_{нач} - P_{кон} &= z \frac{w_m^2}{2g \cdot v_m} = z \left(\frac{G_{заз} \cdot v_m}{\mu \cdot F_{заз}} \right)^2 = z \left(\frac{G_{заз}}{\mu \cdot F_{заз}} \right)^2 \frac{v_m}{2g} = \\ &= z \left(\frac{G_{заз}}{F_{заз} \mu} \right)^2 \frac{1}{2g} \frac{P_{нач} v_{нач}}{P_{нач} + P_{кон}} = z \left(\frac{G_{заз}}{\mu \cdot F_{заз}} \right)^2 \frac{P_{нач} v_{нач}}{g(P_{нач} - P_{кон})}, \end{aligned}$$

откуда следует:

$$(P_{нач} - P_{кон})(P_{нач} + P_{кон}) = P_{нач}^2 - P_{кон}^2 = z \left(\frac{G_{заз}}{F_{заз} \mu} \right)^2 \frac{P_{нач} v_{нач}}{g}$$

и, наконец

$$G_{заз} = \mu F_{заз} \sqrt{\frac{(P_{нач}^2 - P_{кон}^2) g}{z P_{нач} v_{нач}}}. \quad (55')$$

После подстановки сюда $g = 9,81$, $\mu \approx 0,8$ (по Киртону), $P_{нач} v_{нач} = 29,27 T_{нач}$ получим окончательно:

$$G_{заз} = \frac{0,463 \cdot F_{заз}}{\sqrt{z \cdot T_{нач}}} \sqrt{P_{нач}^2 - P_{кон}^2} \text{ кг/сек.} \quad (55)$$

Эти уравнения действительны при не слишком больших разностях давлений $P_{нач} - P_{кон}$ для лабиринтных уплотнений типа II и III по фиг. 60, например, между двумя соседними камерами лабиринта или в уплотнении вала у всасывающего патрубка, когда скорость не достигает критических величин (скорость звука). При больших же разностях давлений (каковые имеют, например, место в уравнительных поршнях, где, с одной стороны, имеем полное давление, развиваемое насосом, а с другой — часто давление атмосферное) скорость может достичь критических значений и тогда условия истечения и изменения давления в тех карманах, где достигается такая скорость, отличны от рассмотренных выше. Анализируя известное выражение для количества вытекающего через насадок газа при любой разности давлений:

$$G_{заз} = \mu F_{заз} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (56)$$

увидим, что для критической скорости $\frac{G_{заз}}{F_{заз}}$ будет максимальная при максимальном значении величины

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}, \quad (\text{при } p_2 = p_k)$$

$$\frac{d}{dp} \left[\left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = 0$$

и

$$\frac{d^2}{dp^2} \left[\left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = \text{отрицательной величины.}$$

Это удовлетворяется при $\frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}}$, откуда при $k=1,404$ получим

$\frac{p_k}{p_1} = 0,528$, так называемое критическое отношение давлений. Подставив

это значение $\frac{p_k}{p_1}$ в ур-ние (56), вместо $\frac{p_2}{p_1}$, найдем:

$$\begin{aligned} G_{заз} &= \mu \cdot F_{заз} \sqrt{2g \frac{1,4}{1,4-1} \frac{p_1}{v_1} \left[0,528^{\frac{2}{1,4}} - 0,528^{\frac{1,4}{1,4}} \right]} = \\ &= 2,14 \mu \cdot F_{заз} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}, \end{aligned}$$

откуда, заменяя v_1 через $\frac{RT_1}{P_1}$, получим:

$$G_{заз} = 2,14 \mu \cdot F_{заз} \sqrt{\frac{P_1}{RT_1}} = \frac{0,395 \mu \cdot P_1 F_{заз}}{\sqrt{T_1}}, \quad (57)$$

где P_1 в кг/см², а F в см².

Эта формула дает количество воздуха, проходящего через зазор в кг/сек, если конечное давление меньше критического.

При выходе воздуха из зазора, где отношение давлений больше критического, мы имеем $G_{заз}$, определяемое ур-нием (57); при проходе же воздуха через любые предшествующие каналы, где отношение давлений не критическое, можно пользоваться уравнением истечения из сосуда при малой разности давлений, в которой скорость истечения принимается равной

$w = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{P_2 - P_1}{\gamma_m}}$, где γ_m — средний удельный вес. Пользуясь этим, получим:

$$G_{заз} = \frac{\mu \cdot F_{заз} w}{v_m} = \frac{\mu \cdot F_{заз}}{v_m} \sqrt{2g \frac{P_2 - P_1}{v_m \gamma_m}} = \mu \cdot F_{заз} \sqrt{2g \frac{P_2 - P_1}{v_m \gamma_m}}.$$

$$\text{Из } \frac{d}{dp} \left[\left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = 0 \text{ имеем } \frac{2}{k} \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2}{k} - 1} - \frac{k+1}{k} \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k} - 1} = 0 \text{ и, даже}$$

сокращая на $\frac{1}{k}$ и приводя к одному знаменателю, получим: $\left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2-k}{k}} = \frac{1}{2} (k+1) \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$.

$$\text{Затем, } \left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{2-k}{k}} = \frac{1}{2} \frac{k+1}{k} \text{ и, наконец, } \frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}}.$$

Полагая ввиду малой разности давлений, $v_n = v_1$ и заменив v , через $\frac{RT_1}{P_1}$, найдем, наконец:

$$G_{\text{зас}} = \mu \cdot F_{\text{зас}} \sqrt{\frac{2g \cdot P_1}{R_1 T_1} (P_2 - P_1)}. \quad (58)$$

Эта же формула применима и для уплотнения типа I на фиг. 60.

Применяя эти уравнения для отдельных карманов в соответствии с обозначением на фиг. 62, получим ряд таких соотношений (по Киртону): для последнего кармана в соответствии с ур-нием 57:

$$\frac{G_{\text{зас}}}{F_{\text{зас}}} = \frac{0.395 \cdot \mu \cdot P_{n-1}}{\sqrt{T_1}} = c_1 \cdot P_{n-1}.$$

Для предшествующего кармана, где разность давлений по сравнению с последним невелика, пользуемся ур-нием (58), получим:

$$\frac{G_{\text{зас}}}{F_{\text{зас}}} = \mu \sqrt{\frac{2g P_{n-1}}{R T_1} (P_{n-2} - P_{n-1})} = c_2 \sqrt{P_{n-1} (P_{n-2} - P_{n-1})}.$$

Эти два уравнения дают соотношение между давлениями P_{n-2} и P_{n-1} через постоянную величину, а именно:

$$c_1 P_{n-1} = c_2 \sqrt{P_{n-1} (P_{n-2} - P_{n-1})};$$

$$P_{n-1}^2 = \frac{c_2^2}{c_1^2} [P_{n-1} (P_{n-2} - P_{n-1})];$$

$$\frac{P_{n-2} - P_{n-1}}{P_{n-1}} = \frac{c_1^2}{c_2^2}; \quad \frac{P_{n-2}}{P_{n-1}} - 1 = \frac{c_1^2}{c_2^2},$$

откуда получаем:

$$P_{n-2} = \left(1 + \frac{c_1^2}{c_2^2}\right) P_{n-1} = r_2 \cdot P_{n-1},$$

где r_2 — постоянная величина, равная:

$$r_2 = 1 + \frac{\left(\frac{0.395 \cdot \mu}{\sqrt{T_1}}\right)^2}{\left(\mu \sqrt{\frac{2g}{R T_1}}\right)^2}.$$

Аналогично для третьего от конца кармана найдем:

$$\frac{G_{\text{зас}}}{F_{\text{зас}}} = c_3 \sqrt{P_{n-2} (P_{n-3} - P_{n-2})} = c_2 \sqrt{P_{n-2} (P_{n-3} - P_{n-2})}.$$

Так как все коэффициенты для карманов, кроме последнего, будут выражаться одинаковыми величинами, найдем теперь:

$$c_1 P_{n-1} = c_2 \sqrt{P_{n-2} (P_{n-3} - P_{n-2})}$$

и аналогично:

$$P_{n-1}^2 = \frac{c_2^2}{c_1^2} P_{n-2} (P_{n-3} - P_{n-2}).$$

Подставив сюда $P_{n-2} = r_2 \cdot P_{n-1}$, найдем:

$$P_{n-1}^2 = \frac{c_2^2}{c_1^2} r_2 P_{n-1} (P_{n-3} - r_2 P_{n-1}).$$

и аналогично предыдущему:

$$p_{n-2} = r_2 \left(1 + \frac{c_1^2}{r_2^2 c_2^2} \right) p_{n-1} = r_3 \cdot p_{n-1}.$$

Продолжая таким образом, мы можем подсчитать все коэффициенты и определить давление во всех карманах в зависимости от давления в последнем кармане p_{n-1} . В конечном счете, таким образом получим:

$$p_1 = r \cdot p_{n-1},$$

где r — коэффициент для n ребер (выступов) уплотнения, обеспечивающих утечку не более определенной заданной величины.

Задавая определенную величиной $G_{\text{заз}}$, найдем из формулы (57) величину давления в предпоследнем кармане, полагая $\mu = 0,8$.

$$p_{n-1} = \frac{\sqrt{T_1} \cdot G_{\text{заз}}}{0,395 \cdot F_{\text{заз}} \mu} = \frac{3,17 \sqrt{T_1} \cdot G_{\text{заз}}}{F_{\text{заз}}}. \quad (59)$$

Затем найдем величину отношения:

$$\frac{p_1}{p_{n-1}} = r \quad (60)$$

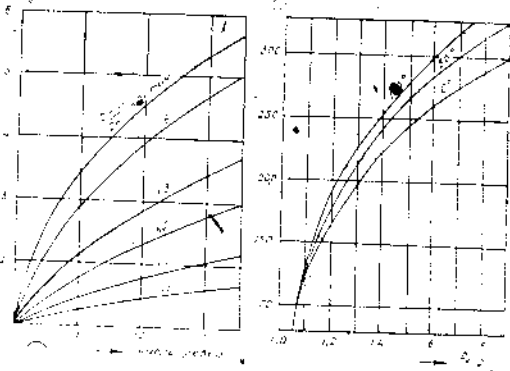
и, пользуясь нижеследующей таблицей (по Киртону) коэффициентов r найдем число ребер

Таблица X	
Число уплотняющих ребер	Коэффициент $r = \frac{p_1}{p_{n-1}}$
2	1,233
3	1,422
4	1,585
5	1,72
6	1,870
7	1,995
8	2,110
9	2,220
10	2,325
11	2,425
12	2,520
13	2,610
14	2,700
15	2,790
16	2,870
17	2,950
18	3,030
19	3,110
20	3,180

Для выбора числа уплотняющих ребер или определения величины утечки служат также диаграммы, данные на фиг. 63. В левой части дана зависимость между числом ребер z и полным отношением давлений

$\frac{p_0}{p_n}$, где p_n — в последнем ребре, а

p_0 — начальное. При различном числе ребер мы получаем различное отношение давлений в последней камере. Например, для отношения давлений 2,0 в последней камере будет отношение давлений 1,2 при 7 ребрах и 1,1 при 14 ребрах. В правой части дана зависимость между отношением давлений и скоростью истечения при разных температурах по формуле:



Фиг. 63.

$$w = 44,83 \sqrt{T \left(1 - \frac{p_n}{p}\right)^{0,288}}$$

Нашедши это w , можно определить величину утечки по обычной формуле:

$$G_{\text{заз}} = \mu \cdot F_{\text{заз}} w \gamma.$$

Пример 13. Определить утечку через зазор между рабочим колесом и кожухом у всасывающего сечения насоса (А на фиг. 60). Ширина зазора 0,3 мм. Имеется три уплотняющих ребра. Давление у входа в колесо равно 1,35 ат, а у входа в диффузор 1,55 ат. Наружный диаметр колеса у входа равен 375 мм. Средняя температура воздуха — 42° С. Коэффициент истечения μ принимаем равным 0,8.

Найдем сечение зазора:

$$F_{\text{заз}} = \pi \cdot 0,375 \cdot 0,0003 = 0,000349 \text{ м}^2.$$

Далее найдем расход по ф-ле (55):

$$G_{\text{заз}} = \frac{0,463 \cdot F_{\text{заз}}}{\sqrt{z \cdot T_{\text{нач}}}} \sqrt{p_{\text{нач}}^2 - p_{\text{кон}}^2} = \frac{0,463 \cdot 0,000349}{\sqrt{3 \cdot (273 + 42)}} \sqrt{1,55^2 - 1,35^2} \cdot 10\,000 \approx 0,04 \text{ кг/сек.}$$

Потеря энергии, вызываемая этой утечкой, находится в соответствии с ур-нием (53). При затрате энергии на сжатие 1 кг воздуха от давления 1,35 до давления 1,55 в рабочем колесе в 1950 кг/м

$$E_{\text{утеч}} G \cdot L = 0,04 \cdot 1950 = 78 \text{ кгм/сек.}$$

Для получения полной потери к этой величине необходимо добавить потери от прочих мест утечек.

Пример 14. Определить потери от утечки через зазор в уравнителе давления насоса. Уравнитель работает под разностью давлений в 4,5 ат. Диаметр его равен 250 мм, зазор — 0,2 мм, а средняя температура воздуха — 52° С. Уплотнение состоит из серии ребер.

Найдем по таблице X коэффициент для этого числа ребер $r_{\text{реб}} = 1,995$. Тогда давление в последней камере будет равно:

$$p_n = \frac{4,5}{1,995} = 2,25 \text{ кг/см}^2.$$

По ур-нию (57) при $F_{\text{заз}} = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0002 = 0,000157 \text{ м}^2$ и при $\gamma_m = 1,4$, а $\mu = 0,8$ найдем для данного случая:

$$G_{\text{заз}} = \frac{0,395 \cdot \mu \cdot F_{\text{заз}} \cdot p_{n-1}}{\sqrt{T_1}} = \frac{0,395 \cdot 0,8 \cdot 0,000157 \cdot 2,25 \cdot 10\,000 \cdot 1,4}{\sqrt{273 + 52}} \approx 0,077 \text{ кг/сек.}$$

При общей производительности насоса в 120 кг/сек потерю от утечки получим в виде

$$\frac{0,077 \cdot 60}{120} = 3,85\%.$$

Пример 15. Определить число ребер, необходимых для уплотнения уравнителя давления насоса, чтобы потеря от утечки не превышала 40%. Производительность насоса $G = 320$ кг/мин. Давление $p = 6$ ат; средняя температура $t_{ср} = 68^\circ \text{С}$. Желательный по конструктивным соображениям диаметр поршня — 400 мм; $\gamma_m = 1,49$.

Найдем: $G_{заз} = 0,04 \cdot 320 = 12,3$ кг/мин $= 0,218$ кг/сек.

Зазор в 0,25 мм дает $F_{заз} = \pi \cdot 0,4 \cdot 0,00025 = 0,00314$ м².

$$p_{n-1} = \frac{3,17 \sqrt{T_1} \cdot G_{заз}}{F_{заз}} = \frac{3,17 \sqrt{273+68} \cdot 0,213}{0,00314} = 3,69 \text{ кг/см}^2.$$

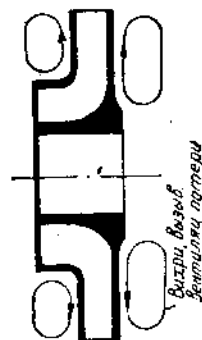
Отсюда находим отношение

$$r = \frac{p_1}{p_{n-1}} = \frac{6}{3,69} = 1,62.$$

По таблице X этому коэффициенту соответствует число ребер $z = 4 \div 5$ (так как найденное r лежит между значением 1,732, соответствующим пяти ребрам, и 1,585, соответствующим четырем ребрам).

5. Трение рабочих колес о воздух и вентиляционные потери

Потери от трения рабочих колес о воздух при их вращении состоятся из: 1) относительно небольшой части потерь собственно трения дисков о воздух и 2) значительно большей части потерь от воздушных потоков, возникающих при соприкосновении вращающихся дисков с воздухом, как следствие увлечения воздуха диском. Последний вид потери называется также вентиляционной или циркуляционной потерей. Характер движения воздуха при этом ясно виден на фиг. 64 (вихри показаны условно в плоскости чертежа).



Фиг. 64.

Величина потерь зависит от количества воздуха, приводимого в движение, следовательно, от диаметра колеса, конструкции кожуха (много или мало воздуха участвует в этом процессе вихреобразования), удельного веса воздуха и числа оборотов колеса. Эта зависимость может быть выражена следующим образом.

Сила, действующая на диске колеса, может быть принята в

$$P_{тр} = C \cdot F \cdot \gamma \cdot \frac{u_m^2}{2g} = C \frac{\pi D^2}{4} \gamma \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} \right)^2,$$

где C — коэффициент пропорциональности,

F — площадь диска,

γ — удельный вес,

u_m — скорость (средняя окружная) диска.

Момент, создаваемый этой силой:

$$M_r = P_{тр} \cdot \frac{D}{2} = C \frac{\pi D^2}{4} \gamma \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} \right)^2 \frac{D}{2} = \frac{C_1}{2} D^5 \cdot \gamma \frac{\pi n^2}{60^2} = \frac{C_1}{2} D^5 u^2 \cdot \gamma$$

Далее находим мощность из формулы:

$$N_r = \frac{M_r n}{716,2} = \frac{M_r \cdot n \cdot \pi}{30 \cdot 75} = \frac{\gamma \cdot C_1 \cdot D^5 \cdot n^2 \cdot \pi}{2 \cdot 30 \cdot 75} = a \cdot D^5 \cdot u^2 \gamma$$

и, наконец,

$$E_{тр. кол} = E_r = 75 N_r = 75 a \cdot D^5 u^2 \gamma,$$

где D — диаметр колеса,

u — окружная скорость,

γ — удельный вес,

a — коэффициент пропорциональности [по Стодола $a = (1,1 \div 1,2) 10^{-6}$].

На основании произведенных рядом исследователей работ (Стодола, Одедь и др.) можно написать выражение для определения потери от трения в виде (по Киртону):

$$E_{тр. кол} = 20,85 \left(\frac{D}{10} \right)^5 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \gamma_m \cdot 10^5 \text{ кгм/сек}, \quad (61)$$

где D — диаметр (внешний) диска в см,

n — число оборотов в мин,

γ_m — удельный вес $\text{м}^3/\text{кг}$.

Из этой формулы видно, что потери трения в сильной степени зависят от диаметра диска. В силу этого целесообразно уменьшать по возможности этот диаметр. Далее, в связи с тем, что в многоступенчатых насосах γ по мере возрастания давления также увеличивается, очевидно, целесообразно для удержания потерь трения в колесах всех ступеней примерно одинаковыми, делать последние колеса меньшего диаметра, чем первые.

Пример 16. Определить потери на трение колеса для воздуходувки с двумя дисками диаметром в 400 мм при числе оборотов 4500 в мин., производительности насоса в $60 \text{ м}^3/\text{мин}$ и сжатии атмосферного воздуха с температурой в 15°C до $1,3 \text{ ат}$ с затратой энергии на сжатие 1 кг воздуха в 3100 кгм^3 . Конечное давление в первой ступени составляет $1,13 \text{ ат}$ при температуре конца сжатия в 28°C и во второй ступени $1,28 \text{ ат}$ при температуре 42°C .

Определим на основании этих данных удельные веса воздуха, в котором вращаются колеса. Имеем для первой ступени $\gamma_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,765} \approx 1,31$; для второй ступени: $\gamma_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,715} \approx 1,4$. Пользуясь формулой (61), найдем:

$$\begin{aligned} E_{тр. кол. I ступ} &= 20,85 \left(\frac{D}{10} \right)^5 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-5} = \\ &= 20,85 \cdot 4^5 \cdot 4,5^2 \cdot 1,31 \cdot 10^{-5} = 2,56 \text{ кгм/сек}. \end{aligned}$$

Аналогично для второй ступени:

$$E_{тр. кол. II ступ} = 20,85 \cdot 4^5 \cdot 4,5^2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5} = 2,72 \text{ кгм/сек}.$$

При затрате работы на сжатие всего воздуха, подаваемого насосом, в 3100 кгм

$\left(\frac{60}{60} \cdot 3100 = 3100 \text{ кгм/сек} \right)$ получим потерю:

$$\frac{2,56 + 2,72}{3100} = 0,17\%.$$

6. Трение в подшипниках и прочие

В центробежных воздушных насосах применяются подшипники, обычные для всех быстроходных машин. Поэтому и подсчет затраты энергии здесь производится теми же способами.

По Ляше работа трения может быть выражена формулой:

$$E_{тр. подш} = \frac{l \cdot D^2}{97,07 \cdot t} \cdot \frac{n}{100} \text{ кгм}, \quad (62)$$

где l — длина подшипника в м,

D — диаметр подшипника в м,

t — температура масла у выхода из подшипника в $^\circ\text{C}$,

n — число оборотов вала в мин.

Подсчет потерь в других органах, где имеет место трение, производится также обычными способами.

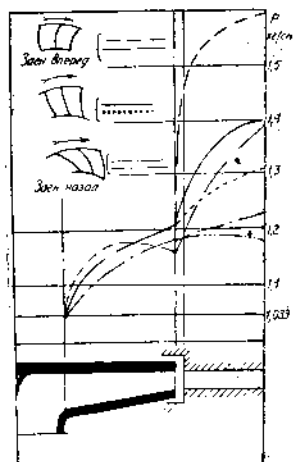
Вообще говоря, потери от трения колеблются в пределах от 2 до 5% от всей затрачиваемой мощности и, следовательно,

$$E_{тр. подш} = (0,15 - 0,75) N_e.$$

Эти потери учитываются механическим коэффициентом полезного действия насоса $\eta_{мех}$, равным по данным Остертага (для насоса без шестеренчатого привода): $\eta_{мех} = 0,97 - 0,98$, т. е. потери трения составят 2—3%, что примерно сходится с указанной выше величиной.

7. Распределение давлений в одной ступени в зависимости от потерь и форма лопаток

Из сказанного выше о потерях, следует, что, чем выше давление выхода воздуха из рабочего колеса, тем больше потери на утечку и потери от трения колеса о воздух. Одновременно с этим при возрастающем давлении воздуха у выхода из рабочего колеса и проникновении его, при увеличенном давлении, в пространство за рабочим колесом возрастает и осевое давление на это колесо.



Фиг. 65.

Эти соображения заставляют удерживать давления воздуха у выхода из рабочего колеса в определенных границах. Как следствие, часть полного напора создается в виде кинетической энергии и превращается в давление в диффузоре или направляющем аппарате. Как известно, это связано с довольно значительными потерями энергии, являющимися следствием вихреобразования при проходе частиц воздуха через направляющий аппарат или диффузор вследствие несовпадения естественного пути частиц воздуха с их движением в условиях каналов в диффузоре или направляющем аппарате и пр.

Таким образом при распределении превращения энергии в одной ступени центробежного воздушного насоса между рабочим колесом и диффузором или направляющим аппаратом следует руководствоваться соображениями о том, чтобы обе группы перечисленных выше потерь (вызываемых, с одной стороны, высоким давлением воздуха при выходе из рабочего колеса и, с другой — превращением кинетической энергии в энергию давления за рабочим колесом) лежали в определенных нормах так, чтобы не получилось положения, при котором при данном конечном давлении в одной ступени и чрезмерно малом повышении давления в рабочем колесе, что дает уменьшение потерь энергии, связанных с утечкой, последние не были бы перекрыты возросшими потерями от превращения энергии за рабочим колесом (т. е. в диффузоре или направляющем аппарате) или наоборот.

В связи с этими соображениями нужно рассмотреть влияние формы лопатки на получаемое давление выхода из рабочего колеса.

Рабочие колеса с точки зрения формы лопатки бывают трех основных типов:

- 1) с загнутыми назад лопатками,
- 2) с радиальными лопатками и
- 3) с загнутыми вперед лопатками.

На фиг. 65 показаны (по Киртону) результаты исследования трех рабочих колес с лопатками перечисленных выше форм. При этом принято, что лопатки имеют одинаковые во всех трех случаях: углы входа, диаметры, число оборотов, давление и температуры всасывания.

Из фиг. 65 видно, что наибольшее давление при выходе из рабочего колеса дают лопатки, направленные радиально, а наименьшее — лопатки, загнутые вперед. При этом за рабочим колесом происходит превращение

содержащейся в воздухе кинетической энергии и, как ясно из фиг. 65, наибольшее количество ее дает колесо с загнутыми вперед лопатками и наименьшее — с загнутыми назад. В соответствии с этой же фигурой можно сказать, что наибольшее конечное давление в одной ступени (рабочее колесо и диффузор или рабочее колесо и направляющий аппарат) получается при загнутых вперед лопатках и наименьшее — при загнутых назад.

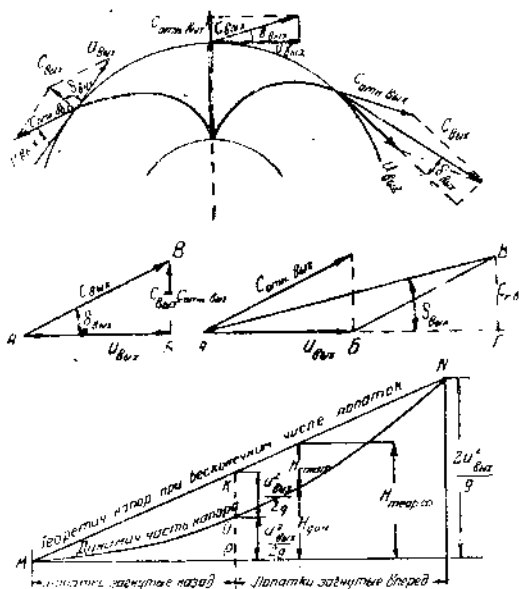
Рассмотрим несколько особых случаев различных форм лопаток. На фиг. 66 даны три лопатки, имеющие различные формы при одинаковых углах входа (радиальный), диаметрах и числе оборотов. Для упрощения рассуждений примем, что расход воздуха при всех трех формах лопатки одинаков, т. е. радиальная составляющая абсолютной скорости:

$$c_{\text{вых}} \cdot \sin \delta_{\text{вых}} = c_{r \text{ вых}}$$

во всех трех случаях одинакова и что она равна абсолютной скорости у входа $c_{\text{вх}}$.

Это, вообще говоря, легко может быть достигнуто соответствующим изменением ширины каналов у входа и выхода. Для загнутой назад лопатки (на фиг. 66) выбран такой угол $\delta_{\text{вых}}$, при котором угол $\delta_{\text{вых}}$ между окружной и абсолютной скоростью равен 90° . В этом случае из уравнения (50), дающего полный теоретический напор для бесконечного числа лопаток, получим:

$$\begin{aligned} H_{\text{теор } \infty} &= \frac{1}{g} u_{\text{вых}} \cdot c_{\text{вых}} \cos \delta_{\text{вых}} = \\ &= \frac{1}{g} u_{\text{вых}} \cdot c_{\text{вых}} \cos 90^\circ = 0. \end{aligned}$$



Фиг. 66.

Следовательно, в этом предельном случае загиба назад теоретический напор равен нулю и лопатка, вообще, не дает напора, а вся энергия расходуется в результате взаимодействия скоростей, направленных одна навстречу другой. Это отражено на диаграмме напоров (помещенной внизу на фиг. 66) тем, что прямая линия MKN , дающая полный теоретический напор при бесконечном числе лопаток, здесь находится в начале координат, следовательно, на нуле.

В случае радиальной лопатки из фиг. 66 (из помещенного в средней части чертежа треугольника скоростей) следует, что

$$c_{\text{вых}} \cos \delta_{\text{вых}} = u_{\text{вых}}$$

(так как $AB \cos \delta_{\text{вых}} = \bar{AB}$). Следовательно,

$$H_{\text{теор } \infty} = \frac{1}{g} u_{\text{вых}}^2.$$

Динамическая часть напора, т. е. кинетическая энергия, содержащаяся в воздухе при выходе, выражается формулой:

$$H_{\text{дин}} = \frac{c_{\text{вых}}^2 - c_{\text{вх}}^2}{2g}.$$

Из треугольника скоростей для данного случая следует, что

$$c_{\text{вых}}^2 = u_{\text{вых}}^2 + c_{\text{отн. вых}}^2$$

Так как здесь

$$c_{отн. вых} = c_{г. вых},$$

то по приведенному выше условию

$$c_{отн. вых} = c_{вх};$$

тогда имеем:

$$c_{вых}^2 - c_{вх}^2 = u_{вых}^2$$

или

$$H_{дин} = \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2g} = \frac{u_{вых}^2}{2g}.$$

В этом случае получаем:

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вых}^2 = H_{дин} + H_{стат},$$

$$H_{стат} = \frac{1}{g} u_{вых}^2 - \frac{u_{вых}^2}{2g} = \frac{u_{вых}^2}{2g},$$

т. е. кинетическая энергия, содержащаяся в выходящем из рабочего колеса воздухе, равна по величине содержащейся в нем энергии давления. Это положение отражено на фиг. 66 тем, что кривая MON , дающая динамическую часть напора в точке P , соответствующей радиальному выходу из лопатки, делит полную величину напора $H_{теор \infty} = PK$ пополам и

$$AO = H_{дин} = OK = H_{стат} = \frac{u_{вых}^2}{2g}.$$

Наконец, в случае загнутой вперед лопатки мы можем подобрать такой угол $\beta_{вых}$, при котором $AG = c_{вых} \cos \delta_{вых} = 2u_{вых}$ (см. фиг. 66, средний ряд справа). Тогда имеем:

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых} = \frac{1}{g} 2u_{вых}^2,$$

т. е. получаемый полный напор в 2 раза выше, чем в случае радиального выхода.

Аналогично предыдущему из треугольника, изображенного справа на фиг. 66, найдем:

$$\overline{AB}^2 = AG^2 + BG^2,$$

откуда

$$\overline{AB}^2 - \overline{BG}^2 = AG^2$$

или

$$c_{вых}^2 - c_{отн. вых}^2 - (2u_{вых})^2 = c_{вых}^2 - c_{вх}^2.$$

На основании последнего выражения можем написать:

$$H_{дин} = \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2g} = \frac{(2u_{вых})^2}{2g} = \frac{2u_{вых}^2}{g},$$

т. е. $H_{дин} = H_{теор \infty}$, и весь создаваемый напор заключается в кинетической энергии.

Таким образом на основании рассмотрения этих, так сказать, „предельных“ форм лопаток и учитывая данные фиг. 65, можно сказать, что загнутые вперед лопатки дают наибольшее приращение энергии в одной ступени, однако большая часть энергии получается в виде кинетической. С превращением этой энергии в давление за рабочим колесом, очевидно, связаны достаточно большие потери.

Загнутые назад лопатки дают наименьшее приращение энергии в одной ступени, причем большая часть энергии получается в виде энергии

давления в самом колесе. Это колесо дает большие потери, связанные с утечкой, чем колесо с лопатками, загнутыми вперед, но соответственно меньшие потери имеют место при превращении кинетической энергии в давление за рабочим колесом.

Наконец, радиальные лопатки дают наибольшее превращение энергии в энергию давления в рабочем колесе, причем это приращение равно половине всего приращения энергии.

Таким образом выбором типа лопаток и углов их наклона можно влиять на распределение превращения энергии в давление в рабочем колесе и за ним.

Этим на практике и пользуются для регулирования величины различных потерь в одной ступени насоса в соответствии с сделанными выше указаниями.

Характер влияния различных промежуточных углов виден из фиг. 67.

Если принять для радиального входа, что

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых},$$

(см. уравнение 39'), то можно доказать (что и было сделано в своем месте), что

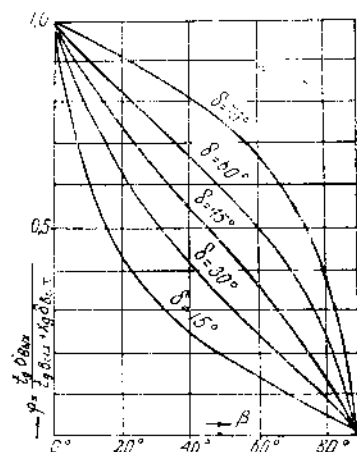
$$c_{вых} \cos \delta_{вых} = u_{вых} \frac{\operatorname{tg} \delta_{вых}}{\operatorname{tg} \beta_{вых} + \operatorname{tg} \delta_{вых}}$$

и

$$H_{теор \infty} = \varphi_{рад} \frac{u_{вых}^2}{g},$$

где

$$\varphi_{рад} = \frac{\operatorname{tg} \delta_{вых}}{\operatorname{tg} \beta_{вых} + \operatorname{tg} \delta_{вых}}$$



Фиг. 67.

Это выражение характеризует использование энергии для получения напора, и его величина характеризует полученный напор. На фиг. 67 нанесены зависимости величин $\varphi_{рад}$ от угла $\beta_{вых}$ для различных значений угла $\delta_{вых}$, показывающие использование энергии в зависимости от углов лопаток. Понятно, что конкретно вопрос о той или иной форме лопаток решается применительно к каждому отдельному случаю, но все же нужно отметить, что для насосов при двигателях внутреннего сгорания очень широкое применение получили радиальные лопатки, в основном в силу того, что они наиболее просты в изготовлении и более прочны, так как в них меньше сказывается действие центробежных сил на изогнутые части лопаток.

Нужно еще заметить, что форма лопаток, вследствие получаемых в зависимости от их типа различных радиальных скоростей выхода, влияет на производительность насоса.

V. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

Хотя в центробежных воздушных насосах вопрос о температуре сжатого воздуха с точки зрения воспламеняемости смазки, и является менее актуальным, чем для других типов насосов, так как здесь смазка почти не приходит в непосредственное соприкосновение с сжимаемым воздухом, а также вопрос о влиянии вредного пространства здесь не стоит, — все же вопрос о применении многоступенчатого сжатия имеет весьма актуальное значение с точки зрения достижения нужной величины давления и учета экономии в затрате работы на сжатие. В отношении последнего имеет силу сказанное по этому вопросу в разделе о поршневых насосах. Если учесть, что центробежные насосы дают значительно большие производи-

тельности, чем, например, поршневые, то даже незначительная экономия в затрате работы на сжатие 1 кг или 1 м³ воздуха в пересчете на всю производительность насоса дает очень солидный эффект.

С другой стороны, давления, развиваемые одной ступенью центробежного насоса, ограничены применяемыми материалами и условиями точности обработки. Из этих соображений нежелательно увеличение окружной скорости больше, чем 150—300 м/сек (а это при нормальных условиях и дает повышение давления в ступени приблизительно в 1,25—1,6 раза). Поэтому для получения в длительной работе давлений порядка 1,5 ат уже требуются две ступени (хотя возможно получение таких и даже больших давлений в одной ступени за счет больших скоростей), а при потребности в более высоких давлениях число ступеней должно быть увеличено еще более. Существуют насосы с 10, 15 и еще большим количеством ступеней давления (такие насосы часто называются турбокомпрессорами).

В силу изложенного многоступенчатый принцип находит себе применение и в центробежных воздушных насосах.

Нужно иметь в виду, что с увеличением давления возрастает и плотность воздуха, а вместе с этим растут и потери — гидравлические и на трение колес о воздух. Это понижает коэффициент полезного действия таких насосов. Поэтому считается нецелесообразным применять многоступенчатые центробежные воздушные насосы для очень высоких давлений; областью применения их, таким образом, являются преимущественно малые давления.

По указанию Поликовского можно пользоваться следующим эмпирическим правилом для определения целесообразности применения центробежных и иных насосов.

Если $\rho = \frac{\text{квадрат расхода воздуха в м}^3/\text{мин}}{\text{развиваемый напор в атм}} = \frac{v_{\text{мин}}^2}{p_{\text{раб}}} < 1000$, то рекомендуется применять поршневые насосы, а не центробежные. Если же $\rho > 2000$, то можно применить центробежные насосы.

Пример 17. Определить, при какой производительности в минуту целесообразно применять центробежный многоступенчатый насос для давления в 5 ат раб.

Имеем:

$$V_{\text{мин}}^2 = p_{\text{кон}} \cdot 2000 = 5 \cdot 2000 = 10000;$$

$$V_{\text{мин}} = \sqrt{10000} = 100 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Повышение давления в каждой ступени многоступенчатого центробежного воздушного насоса не одинаково.

Давление для каждой последующей ступени может быть определено по формуле:

$$p_{n+1} = p_n + \Delta H \gamma_{\text{мл}}, \quad (63)$$

где p_{n+1} и p_n — давления в ступенях $n+1$ и n ;

ΔH — приращение напора, создаваемого в ступени;

$\gamma_{\text{мл}}$ — средний удельный вес в ступени.

Величина $\gamma_{\text{мл}}$ возрастает по мере увеличения давления. Следовательно, если в каждой ступени отдается одинаковая работа, то по мере возрастания $\gamma_{\text{мл}}$ должно уменьшаться ΔH , и увеличение давления, достигаемое в одной ступени, падает по мере общего возрастания давления. Аналогичное действие производит и повышение температуры газа, что ясно видно из формулы:

$$E_{\text{сообщ}} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Поскольку развиваемая при вращении центробежная сила при прочих одинаковых условиях пропорциональна массе, то при неравномерном

распределении затрачиваемой работы по отдельным ступеням можно было бы получить увеличение повышения давления в ступенях с большей плотностью воздуха. Однако на практике этого не делают и даже, наоборот, из конструктивных соображений диаметр колес немного уменьшается в направлении створов высокого давления.

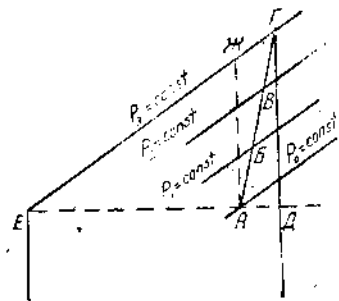
Можно различать такие основные типы многоступенчатых центробежных воздушных насосов:

- 1) неохлаждаемые,
- 2) с охлаждением в каждой ступени (обычно за рабочим колесом насоса — рубашка),
- 3) с промежуточным охлаждением.

1. Неохлаждаемые насосы

Как уже указывалось выше, процесс сжатия в неохлаждаемом центробежном воздушном насосе протекает как бы по гиперadiaбате, следовательно, с довольно значительным подогревом. Это обстоятельство влечет за собой, как было указано выше, уменьшение повышения давления в ступенях более близких к высокому давлению данного насоса, несмотря на то, что в подобных насосах степень общего увеличения давления делают сравнительно небольшой и, следовательно, плотность воздуха в отдельных ступенях не слишком сильно разнится.

Таким образом характерными особенностями диаграммы неохлаждаемого центробежного многоступенчатого насоса являются: непрерывно возрастающая температура и уменьшающиеся степени повышения давления в каждой ступени (в случае равномерного распределения работы между отдельными ступенями). На фиг. 68 показана диаграмма подобного насоса в координатах TS .



Фиг. 68.

Здесь линия AB изображает сжатие в первой ступени, линия BB' — то же во второй ступени и т. д. Как видим, эти процессы представляются в диаграмме в виде одной прямой линии AG . Вся работа (эквивалент ее), затрачиваемая на сжатие воздуха в этом насосе, изображается площадью, лежащей под линией EG .

Можно сказать, что работа этого насоса протекает так, как если бы все сжатие от давления от p_0 до p_s происходило в одной ступени.

Площадь под AG изображает, как и ранее, увеличение работы от трения и ударов, а площадь AJB — увеличение работы от нагрева газа, вызываемого трением и пр.

Таким образом, как и следовало ожидать, неохлаждаемый центробежный многоступенчатый насос никакого выигрыша в работе от разделения сжатия на ступени не дает.

Вся работа, затрачиваемая этим насосом, равна сумме затрат ее в отдельных ступенях, т. е.

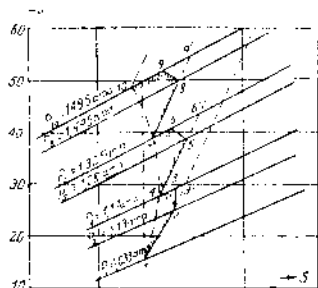
$$AE_{\text{сообщ}} = c_p(t_1 - t_0) + c_p(t_2 - t_1) + c_p(t_3 - t_2) = c_p(t_3 - t_0).$$

2. Насосы с охлаждением в каждой ступени за рабочим колесом (рубашка)

Как было показано выше, под влиянием охлаждения, производимого обычно с помощью рубашки в диффузоре или направляющем аппарате и в обратных каналах, подводивших воздух к следующей ступени, линия, изображающая в TS -диаграмме этот процесс сжатия, дает перегиб, и часть ее, на которой сказывается влияние охлаждения, имеет наклон, меньший, чем линия процесса в самом рабочем колесе. Здесь так же,

как и в неохлаждаемом насосе, имеет место постепенный нагрев (однако несколько меньший, чем там). Повышение давления в каждой ступени постепенно падает с увеличением абсолютной величины его.

Диаграмма такого насоса в TS -координатах¹ дана на фиг. 69. Здесь линия 1—2 изображает сжатие в рабочем колесе первой ступени, линия 2—3—сжатие в диффузоре и линия 3—4—охлаждение воздуха при постоянном давлении в каналах, подводящих его к следующей ступени давления. Соответствующие значения имеют и линии 4—5 и 7—8; 5—6 и 8—9 и, наконец, 6—7 и 9—10—во второй и третьей ступенях. Добиться полного охлаждения посредством водяной рубашки вследствие недостаточных величин поверхности охлаждения почти не представляется возможным. Таким образом процесс осуществляется при неполном охлаждении, и температура начала сжатия в каждой ступени все возрастает, что и видно на диаграмме. Интересно отметить, что влияние охлаждения с повышением температуры воздуха в каждой ступени и, следовательно,



Фиг. 69.

с увеличением перепада тепла, сказывается все сильнее. Это видно из того, что линии, соответствующие прохождению воздуха через диффузор, получают все больший наклон влево и, если в первой ступени, где теплопередача вследствие низких температур еще невелика, линия 2—3 лежит даже правее адиабаты, то линии 5—6 и 8—9 проходит уже левее ее, т. е. политропически, с показателем меньше k . Точно так же перепады температур при проходе через каналы становятся все большими и, следовательно, охлаждение газа увеличивается—так, линии 2—3 < 6—7 < 9—10. Этот способ охлаждения при небольшом числе ступеней, употребляющемся в воздушных насосах

для двигателей внутреннего сгорания применяется сравнительно редко, так как получаемая от этого охлаждения экономия, как уже указывалось, весьма незначительна сравнительно со всей затратой работы, и устройство рубашки, требующее довольно сложных отливок, себя не окупает, если общее повышение давления невелико (применяемое в таких насосах число ступеней составляет максимум 2 или 3). Величина экономии ясно показана на фиг. 44, где она изображена площадью BAE .

В силу этих соображений воздухоподувки с числом ступеней не более 3—4 на невысокие давления большей частью выполняются, вообще, без охлаждения.

Даже при большом числе ступеней влияние охлаждения при этой системе его сказывается не столь значительно. Так для 12-ступенчатого насоса мы имеем (в таблице VIII) такие данные о величине $\eta_{на}$.

неохлаждаемый насос $\eta_{на} = 53,3\%$,
насос с охлаждением (водяная рубашка) . $\eta_{на} = 60,5\%$,

т. е. увеличение коэффициента полезного действия на 6,8%.

3. Насосы с промежуточным охлаждением

Это охлаждение так же, как и в поршневых насосах, может быть полным и неполным. Прежде всего рассмотрим случай полного промежуточного охлаждения при процессе без всякого охлаждения в самих ступенях. Обычно промежуточное охлаждение устраивается не после каждой ступени, что было бы чрезвычайно затруднительно и сделало бы насос очень громоздким, а через две-три ступени. Такой насос, следовательно, является как бы соединением нескольких неохлаждаемых насосов с двумя-тремя ступенями в каждом (или же с охлаждением рубашкой).

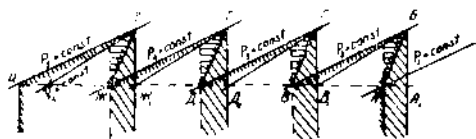
¹ Киртон, Турбовоздуходувки и компрессоры, Энергоиздат, 1931, фиг. 22.

В случае применения охлаждения после каждой ступени диаграмма имела бы вид, как на фиг. 70. Здесь сжатие в первой ступени изображалось бы гиперрадиатой AB , во второй ступени — $BГ$ и т. д., при чем промежуточное охлаждение при постоянном давлении соответствовало бы линии $БВ$, $ГД$ и т. д. Вся работа, совершаемая при этом процессе, изображалась бы площадью под ломанной линией $ABВГДЕЖЗИ$, заштрихованной по контуру на фиг. 70, плюс участки, лежащие под гиперрадиатами сжатия, заштрихованные наклонно.

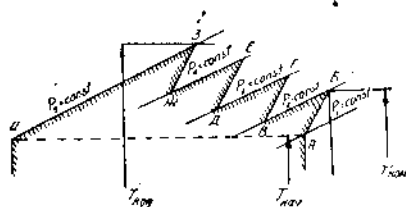
В случае неполного промежуточного охлаждения процесс протекал бы при все возрастающих температурах начала сжатия в каждой ступени и диаграмма имела бы вид, показанный на фиг. 71.

При этом $T_{кон}$ значительно выше, чем было бы $T_{кон}$ при полном промежуточном охлаждении. Здесь также обычно сказывается интенсивное охлаждение при более высоких температурах воздуха в ступенях сжатия, более близких к конечным.¹

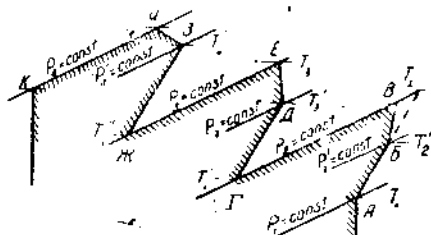
Наконец, на фиг. 72 показан процесс сжатия с неполным промежуточным охлаждением и частичным охлаждением за рабочим колесом. Линия AB (гиперрадиата) изображает увеличение давления сжатия в рабочем колесе первой ступени, причем температура меняется от T_1 до T'_1 , а давление от p_1 до p'_1 . От точки B начинается увеличение давления в диффузоре по линии, имеющей наклон, меньший чем гиперрадиата, но обычно очень мало от нее отличающийся (см. стр. 59), и возможны даже случаи, когда этот наклон больше, чем наклон гиперрадиаты. При этом давление в точке B доходит



Фиг. 70.



Фиг. 71.



Фиг. 72.

до p_2 при температуре T_2 . Линия $BГ$ изображает охлаждение при постоянном давлении в промежуточном холодильнике до температуры T'_1 , большей чем T_1 . В точке $Г$ начинается повышение давления во второй ступени и т. д. подобно тому, как было описано выше. Здесь также конечная температура сжатого воздуха выше, чем в случае полного промежуточного охлаждения, но несколько ниже, чем в предыдущем случае.

Как следует из фиг. 67, охлаждение воздуха в промежутке между несколькими группами ступеней при отсутствии охлаждения в самих ступенях дает диаграмму, подобную изображенной на фиг. 70 или 71, где линии AB , $BГ$ и т. д. будут изображать повышение давления не в одной ступени, а в группе их.

Влияние способа охлаждения на общий коэффициент полезного действия было рассмотрено выше (см., например, таблицу VIII).

Разделение повышения давления на ступени производится в центробежных воздушных насосах с учетом факторов:

- 1) предельного повышения давления, которое может быть достигнуто в одной ступени, что определит общее число ступеней, и
- 2) необходимости соблюдения указаний, сделанных по этому вопросу для поршневых насосов (равенство степеней сжатия), ибо в этом случае работа, затрачиваемая на сжатие, получается минимальной.

¹ Более подробно см. об этом в книге: Остертаг, Компрессоры и воздуходувки часть II, гл. 66 и фиг. 197.

Однако нужно иметь в виду, что при одинаковых диаметрах, числе оборотов, угле наклона лопаток и ширине колес повышение давления в них при одинаковой затрате работы получается меньшим к концу насоса, вследствие увеличения температуры воздуха и плотности его. Таким образом, разделение степени сжатия производится и здесь не в соответствии с теоретическими предпосылками.

Профессор Герман¹ рекомендует выбирать число ступеней, исходя из следующего неравенства, дающего условие отсутствия неустойчивой работы насоса (см. обозначения $V_{вх.о}$ в главе о характеристиках):

$$z \geq \frac{H_R + E_{сжат}}{v_{вх.о} \cdot u_{вых}^2},$$

где H_R — противодавление в резервуаре,

$E_{сжат}$ — работа сжатия,

$u_{вых}$ — окружная скорость,

$V_{вх.о}$ — начальная абсцисса индивидуальной характеристики насоса (см. формулу 72).

В этом случае сначала дается индивидуальная характеристика одного колеса и, следовательно, основные параметры его должны быть известны. Поскольку в центробежных воздушных насосах, применяемых для двигателей внутреннего сгорания, число ступеней редко превышает три, мы более детально на этом вопросе останавливаться не будем.

VI. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Основные определения коэффициентов полезного действия для центробежных воздушных насосов соответствуют таковым для поршневых насосов, а именно:

$$\eta_{из. общ} = \frac{\text{работа, требуемая при изотермическом сжатии}}{\text{работа, требуемая при действительном сжатии}} = \frac{E_{из}}{E_{действ}};$$

$$\eta_{ад. общ} = \frac{\text{работа, требуемая при адиабатическом сжатии}}{\text{работа, требуемая при действительном сжатии}} = \frac{E_{ад}}{E_{действ}}.$$

Как было выведено раньше, мы имеем для случая неохлаждаемого центробежного воздушного насоса:

$$\eta_{ад. сжат} = \frac{T_{ад} - T_{нач}}{T_{кон} - T_{нач}}, \quad (30)$$

где $T_{ад}$ — температура конца адиабатического сжатия,

$T_{нач}$ — температура начала сжатия,

$T_{кон}$ — температура конца действительного гиперadiaбатического сжатия.

Аналогично для случая охлаждаемого насоса (рубашкой) мы имели выражение:

$$\eta_{ад. сжат} = \frac{T_{ад} - T_{нач}}{T'_{ад} - T_{нач}}, \quad (33')$$

где $T_{ад}$ — температура конца адиабатического сжатия,

$T_{нач}$ — температура начала сжатия,

$T'_{ад}$ — температура фиктивного неохлаждаемого адиабатического сжатия, в котором участвует полное количество теплоты, затрачиваемое на сжатие и теплопередачу в воду.

¹ Герман, Теория и расчет воздуходувных машин.

Если рассматривать площади, изображающие тепло, участвующее в процессе (см. фиг. 73), то получим при неохлаждаемом насосе:

$$\eta_{ад, \text{неохл. сжат}} = \frac{\text{пл. } EBGД}{\text{пл. } ЖБГД}$$

H

$$\eta_{\text{из. в.р.хл. в.ж.от}} = \frac{\text{пл. ЕАГД}}{\text{пл. ЖБГД}}$$

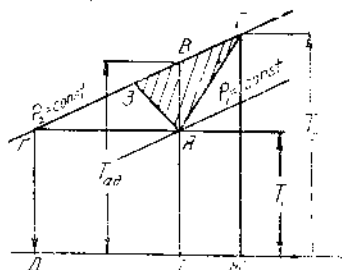
и при охлаждаемом насосе, в котором действительная работа меньше на заштрихованную площадку A_{35} (случай, когда показатель $m > 1$, но $< k$);

$$\eta_{\text{ад. охл. сжат}} = \frac{\text{пл. } EBGД}{\text{пл. } EAZГД + \text{пл. } EABЖ}$$

14

$$\eta_{ад, охл, сжат} = \frac{\text{пл. } EAГД}{\text{пл. } EAЗГД + \text{пл. } EABЖ}.$$

Следует отметить, что в случае, если бы сжатие в насосе и происходило изотермически, то $\eta_{из} \neq 1,0$, так как в этом случае мы имели бы



Фиг. 73.

$$\eta_{из. охл. сжат} = \frac{пл. ДГАЕ}{пл. ДГАЕ + пл. ЕАБЖ} < 1.$$

Нужно отметить еще то обстоятельство, что в многоступенчатых неохлаждаемых центробежных воздушных насосах разность $\eta_{ад.}$ одной ступени и $\eta_{ад. общ.}$ для всего насоса увеличивается с увеличением отношения давления сжатия. Если работа сжатия в первой ступени равна

$$\frac{c_p T_1}{A \eta_{ad}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

а во второй

$$c_{\nu} T_2 \dots \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

то работа сжатия n ступеней будет равна:

$$E_{\phi\phi u} = \frac{c_p}{A \eta_{\phi\phi}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n \right).$$

В первой ступени конечная температура:

$$T_2 = \frac{T_{a0} - T_1}{\eta_{a0}} + T_1 = T_1 \left[\frac{1}{\eta_{a0}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right];$$

аналогично:

$$T_3 = T_2 \left[\frac{1}{\eta_{a\partial}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right],$$

обозначая

$$\frac{1}{\eta_{\text{ad}}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 = M,$$

найдем:

$$T_2 = T_1 M, \quad T_3 = T_1 \cdot M^2 \quad \text{и т. д.}$$

Тогда

$$E_{\delta\omega} = \frac{c_p T_1}{A \eta_{\text{ad}}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(1 + M + M^2 + \dots + M^n \right).$$

Общая адиабатическая работа сжатия от p_0 до p_n будет равна:

$$\frac{c_p}{A} T_1 \left(\varepsilon^{n \frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

ибо

$$\sqrt[n]{\frac{p_n}{p_1}} = \frac{p_2}{p_1};$$

тогда

$$\begin{aligned} \eta_{ад, общ} &= \frac{\frac{c_p}{A} T_1 \left(\varepsilon^{n \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{c_p}{A} \frac{T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{ад}} \left(1 + M + M^2 + \dots + M^n \right)} = \\ &= \frac{\eta_{ад} \left(\varepsilon^{n \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(1 + M + M^2 + \dots + M^n \right)}, \end{aligned}$$

откуда следует, что именуемое „фактором нагревания“ отношение $\frac{\eta_{ад, общ}}{\eta_{ад}}$ равно:

$$\frac{\eta_{ад, общ}}{\eta_{ад}} = \frac{\varepsilon^{n \frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(1 + M + M^2 + \dots + M^n \right)},$$

где $\eta_{ад}$ — адиабатический коэффициент полезного действия для одной ступени, и

$$M = \frac{1}{\eta_{ад}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1.$$

Это уравнение показывает, что отношение $\frac{\eta_{ад, общ}}{\eta_{ад}}$ зависит от степени сжатия ε , а именно: чем больше ε , тем при данном $\eta_{ад}$ меньше $\eta_{ад, общ}$.

Это обстоятельство вызывается постепенным нагревом воздуха по мере прохождения через ступени, вредно отзывающимся на общей затрате работы. В силу сказанного отношение $\frac{\eta_{ад, общ}}{\eta_{ад}}$ и называется фактором нагревания.

Фактор нагревания позволяет по данному $\eta_{ад}$ оценить $\eta_{ад, общ}$.

Области применения коэффициентов полезного действия примерно таковы.

Таблица XI

Коэффициент полезного действия	Область применения
$\eta_{ад}$	для неохлаждаемых центробежных насосов
$\eta_{из}$	для охлаждаемых центробежных насосов. для сравнения насосов, работающих по различным принципам
$\eta_{из, прие}$	для сравнения многоступенчатых поршневых и неохлаждаемых центробежных насосов

Помимо перечисленных, в центробежных воздушных насосах следует рассматривать еще один коэффициент полезного действия, так называемый гидравлический.

Достижимый в центробежных воздушных насосах напор $H_{вф}$ (см. фиг. 53) меньше теоретического $H_{теор \infty}$ на величину потерь и тем более меньше введенного в насос количества энергии $H_{полн}$.

Если обозначим потери энергии (на 1 кг воздуха):

$E_{тр. возд}$ — от трения воздуха о поверхности,

$E_{удар}$ — от ударов,

$E_{утеч}$ — от утечек,

$E_{тр. кол}$ — от трения колеса о воздух,

$E_{тр. подш}$ — от трения в подшипниках,

и кроме того:

$E_{действ}$ — действительную затрату энергии на сжатие воздуха с учетом неточности классической теории,

$E_{ад}$ — затрату энергии на адиабатическое сжатие,

то общая затрата энергии на сжатие:

$$E_{полн} = E_{действ} + E_{тр. возд} + E_{удар} + E_{утеч} + E_{тр. подш} = E_{действ} + \sum E_{пот}.$$

Тогда общий адиабатический коэффициент полезного действия будет равен

$$\eta_{ад. общ} = \frac{E_{ад}}{E_{действ} + \sum E_{пот}}.$$

Предполагая сжатие адиабатическим и выражая при вышеуказанных обозначениях гидравлический коэффициент полезного действия, характеризующий гидравлические потери в колесе и следовательно, качество превращения энергии с гидравлической точки зрения, получим:

$$\eta_h = \frac{E_{ад}}{E_{действ} + E_{утеч} + E_{тр. возд} + E_{удар}}.$$

На величину гидравлически создаваемого напора не влияют потери на трение в подшипниках и трение колес о воздух, являющиеся затратой энергии, не участвующей в непосредственном создании напора в колесе (эти потери имеют место как бы вне рабочего колеса). На фиг. 53 эта величина следовательно представляет собой $H_{теор \infty}$. Из приведенных выше выражений следует, что всегда

$$\eta_h > \eta_{ад. общ}$$

ибо $\sum E_{пот} > E_{утеч} + E_{тр. возд} + E_{удар}$ и с другой стороны, всегда

$$E_{полн} > H_{теор \infty}.$$

Для частного случая рабочего колеса с радиальными лопатками для которого

$$H_{теор \infty} = \frac{u_{вых}^2}{g},$$

выражение для гидравлического к. п. д. примет вид:

$$\eta_h = \frac{E_{ад}}{u_{вых}^2 \cdot g}.$$

В таком виде эта формула очень распространена для насосов, обслуживающих двигатели внутреннего сгорания, имеющих в большинстве случаев

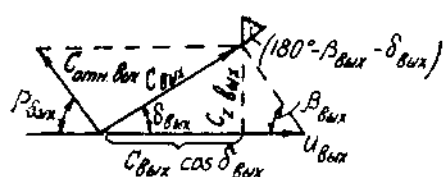
радиальные лопатки. Если учесть, что действительно получаемый напор, переведенный в работу, близок к величине $E_{ад}$, то можно записать η_h еще в таком виде:

$$\eta_h = \frac{H_{эф}}{H_{теор. \infty}}$$

Если теперь обозначим потери в рабочем колесе насоса через $\varphi_k \frac{c_{отн. вых}^2}{2g}$, а в диффузоре — через $\varphi_d \frac{c_{отн. вых}^2}{2g}$, то получим:

$$\eta_h = \frac{H_{эф}}{H_{теор. \infty}} = \frac{1}{H_{теор. \infty}} \left[H_{теор. \infty} - \left(\varphi_k \frac{c_{отн. вых}^2}{2g} + \varphi_d \frac{c_{вых}^2}{2g} \right) \right] = 1 - \frac{\varphi_k c_{отн. вых}^2 + \varphi_d c_{вых}^2}{2g H_{теор. \infty}} \quad (64)$$

При радиальном вводе воздуха в лопатку



Фиг. 74.

$$H_{теор. \infty} = \frac{u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых}}{g} \quad (39')$$

Далее, имея из фиг. 74

$$c_{отн. вых}^2 = c_{вых}^2 + u_{вых}^2 - 2c_{вых} u_{вых} \cos \delta_{вых}$$

и

$$\frac{c_{вых}}{u_{вых}} = \frac{\sin \beta_{вых}}{\sin [180^\circ - (\beta_{вых} + \delta_{вых})]} = \frac{\sin \beta_{вых}}{\sin (\beta_{вых} + \delta_{вых})}$$

Вводя в уравнение (64) значения $H_{теор. \infty}$, $c_{отн. вых}^2$ и $\frac{c_{вых}}{u_{вых}}$ найдем:

$$\begin{aligned} \eta_h &= 1 - \left[\frac{\varphi_k (c_{вых}^2 + u_{вых}^2 - 2c_{вых} u_{вых} \cos \delta_{вых}) + \varphi_d c_{вых}^2}{2g \cdot \frac{u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых}}{g}} \right] = \\ &= 1 - \left[\frac{\varphi_k c_{вых}^2}{2u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых}} + \frac{\varphi_d c_{вых}^2}{2u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых}} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\varphi_k u_{вых}^2}{2u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых}} - \frac{\varphi_k 2c_{вых} u_{вых} \cos \delta_{вых}}{2c_{вых} u_{вых} \cos \delta_{вых}} \right] = \\ &= 1 - \left[\frac{\varphi_k \sin \beta_{вых} + \varphi_d \sin \beta_{вых}}{2 \sin (\beta_{вых} + \delta_{вых}) \cos \delta_{вых}} + \frac{\varphi_k \sin (\beta_{вых} + \delta_{вых})}{2 \sin \beta_{вых} \cos \delta_{вых}} - \varphi_k \right] = \\ &= 1 - \left[\frac{(\varphi_k + \varphi_d) \sin \beta_{вых}}{2 \sin (\beta_{вых} + \delta_{вых}) \cos \delta_{вых}} + \frac{\varphi_k \sin (\beta_{вых} + \delta_{вых})}{2 \sin \beta_{вых} \cos \delta_{вых}} - \varphi_k \right]. \quad (64) \end{aligned}$$

Это уравнение показывает, что гидравлический коэффициент полезного действия зависит от углов выхода лопаток (при радиальном входе) и потерь энергии в рабочем колесе и диффузоре, т. е. именно от качества гидравлического процесса в насосе.

Общее превращение энергии в насосе в функции напора учитывает так называемый полный эффективный коэффициент полезного действия, равный (фиг. 53):

$$\eta_{полн} = \frac{H_{эф}}{H_{полн}}$$

Этот коэффициент, учитывая высказанное о $H_{эф}$ и $E_{ад}$, может быть записан еще так:

$$\eta_{полн} = \frac{E_{ад}}{E_{полн}} = \frac{G \cdot E_{ад}}{75 N_c},$$

где G — количество воздуха в кг/сек,

N_c — полная мощность, забираемая насосом на его валу.

Все упомянутые коэффициенты подсчитываются для определенного режима работы насоса. Для любого другого режима работы эти коэффициенты изменятся. Поэтому потребитель, зная коэффициенты для расчетного режима, вынужден иногда прибегать к довольно сложным пересчетам для оценки и определения работы насоса при каком-либо другом, даже и не очень сильно отличном от расчетного, режиме. Поэтому для оценки центробежных воздушных насосов пользуются специальными графиками, так называемыми характеристиками, где все нужные величины, а именно развиваемый напор, расход через насос и потребная мощность, могут быть даны в виде кривых, охватывающих ряд возможных режимов работы.

VII. ХАРАКТЕРИСТИКИ

Если мы предположим, что насос работает при постоянном числе оборотов, но при различных величинах открытия выходных сечений, т. е. при разных давлениях, то каждое полученное давление находится в точно определенной связи с расходом. Это и выражается характеристикой насоса, дающего таким образом зависимость напора (H) от расхода (V). При всяком, отличном от данного, числе оборотов насоса мы имеем другую кривую — характеристику его, дающую опять таки зависимость H от V при данном новом числе оборотов. Серия таких кривых и называется полной характеристикой данного центробежного воздушного насоса, или его индивидуальной характеристикой.

Найдем зависимость между напором и расходом при постоянном числе оборотов насоса. Эта зависимость и будет уравнением характеристики при данном числе оборотов.

Введем в основное Эйлерово уравнение:

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} (u_{внх} \cdot c_{внх} \cdot \cos \delta_{внх} - u_{вх} \cdot c_{вх} \cdot \cos \delta_{вх}),$$

взамен скоростей $c_{внх}$ и $c_{вх}$, составляющие этих скоростей, направленные радиально и пропорциональные расходом. По фиг. 74 имеем

$$c_{внх} \cos \delta_{внх} = u_{внх} - c_{r \text{ внх}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{внх}$$

и аналогично

$$c_{вх} \cdot \cos \delta_{вх} = u_{вх} - c_{r \text{ вх}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{вх}.$$

Так как в силу непрерывности потока мы имеем:

$$F_{вх} \cdot c_{r \text{ вх}} = F_{внх} \cdot c_{r \text{ внх}}$$

и, кроме того, окружные скорости $u_{вх}$ и $u_{внх}$ пропорциональны диаметрам, на которых они имеют место, т. е. $\frac{u_{вх}}{u_{внх}} = \frac{D_{вх}}{D_{внх}}$, то можем написать

$$c_{вх} \cdot \cos \delta_{вх} = u_{вх} - c_{r \text{ вх}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{вх} = \frac{D_{вх}}{D_{внх}} u_{внх} - \frac{F_{вх}}{F_{внх}} c_{r \text{ внх}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{вх}.$$

Тогда основное уравнение Эйлера для $H_{теор \infty}$ примет вид:

$$H_{теор \infty} = \frac{1}{g} \left[u_{вых} (u_{вых} - c_{г \text{ вых}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{вых}) - u_{вых} \frac{D_{ax}}{D_{вых}} \left(u_{вых} \frac{D_{ax}}{D_{вых}} - c_r \frac{F_{вых}}{F_{ax}} \operatorname{ctg} \beta_{ax} \right) \right] = \frac{u_{вых}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{ax}}{D_{вых}} \right)^2 \right] + \frac{u_{вых}}{g} c_{г \text{ вых}} \left[\frac{F_{вых}}{F_{ax}} \cdot \frac{D_{ax}}{D_{вых}} \operatorname{ctg} \beta_{ax} - \operatorname{ctg} \beta_{вых} \right].$$

Заменяем теперь величину

$$c_{г \text{ вых}} = \frac{G v_{вых}}{F_{вых}},$$

где $v_{вых}$ — удельный объем воздуха у выхода,

G — вес воздуха, проходящего через насос $= \frac{V_{ax}}{v_{ax}}$.

Тогда

$$c_{г \text{ вых}} = \frac{V_{ax}}{F_{вых}} \frac{v_{вых}}{v_{ax}} = \frac{V_{ax}}{F_{вых}} \lambda.$$

Вводя это значение $c_{г \text{ вых}}$ в рассматриваемую формулу для напора, найдем окончательно:

$$H_{теор \infty} = \frac{u_{вых}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{ax}}{D_{вых}} \right)^2 \right] + \frac{u_{вых}}{g} V_{ax} \lambda \left[\frac{D_{ax}}{D_{вых}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{ax}}{F_{ax}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вых}}{F_{вых}} \right] \quad (65)$$

или

$$H_{теор \infty} = \frac{M u_{вых}^2}{g} + \frac{N u_{вых}}{g} V_{ax}. \quad (65')$$

Приведенное уравнение дает теоретическую связь между $H_{теор \infty}$ и V_{ax} т. е. напором и расходом насоса, и следовательно, является уравнением индивидуальной характеристики данного насоса.

Следует иметь в виду, что в это уравнение, кроме напора и расхода, входит еще одна неизвестная величина, а именно $\lambda = \frac{v_{вых}}{v_{ax}}$, т. е. отношение удельных объемов воздуха при выходе и входе ($v_{вых}$ меняется вместе с изменением давления, развиваемого насосом). Это обстоятельство затрудняет пользование уравнением характеристики для расчета режимов работы. Выходом является пользование различными допущениями, как, например, замена величины G не величиной $\frac{V_{ax}}{v_{ax}}$, а $\frac{V_{cp}}{v_{cp}}$ (по проф. Герма-

ну) или допущение $\lambda = \frac{v_{вых}}{v_{ax}} = \text{const}$ и т. д.

Построение характеристик экспериментальным путем дает нам в руки весьма совершенное средство для руководства и установления режима работы насоса в эксплуатации. Поэтому остановимся на этом вопросе более детально.

Индивидуальной характеристике насоса, данной уравнением (65), можно придать такой вид:

$$H_{теор \infty} = A + V_{ax} B, \quad (65'')$$

где

$$A = \frac{u_{вых}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{ax}}{D_{вых}} \right)^2 \right]$$

и

$$B = \frac{1}{g} u_{вых} \lambda \left[\frac{D_{ax}}{D_{вых}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{ax}}{F_{ax}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вых}}{F_{вых}} \right].$$

Уравнение (65') есть уравнение прямой линии. Следовательно, индивидуальная теоретическая характеристика центробежного воздушного насоса есть прямая линия.

Введем теперь такие обозначения в уравнение (65):

Коэффициент расхода

$$q = \frac{V_{вх}}{u_{вх} \cdot D_{вх}^2} \quad (66)$$

и коэффициент напора

$$\eta = \frac{H_{теор. \dots} \cdot g}{u_{вх}^2} \quad (67)$$

$$1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \right)^2 = A'; \quad (68)$$

$$D_{вхх}^2 \lambda \left(\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вх}}{F_{вх}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вхх}}{F_{вхх}} \right) = B' \quad (69)$$

и умножим все члены на $\frac{g}{u_{вхх}^2}$. Теперь найдем:

$$\frac{g}{u_{вхх}^2} H_{теор. \dots} = A' \frac{u_{вхх}^2}{g} \frac{g}{u_{вхх}^2} + B' \frac{u_{вхх}}{g} \cdot \frac{g}{u_{вхх}^2} \cdot \frac{V_{вх}}{D_{вхх}^2} \quad (70')$$

Путем подстановки величин по уравнениям (66) и (67) в уравнение (70') получим:

$$\eta = A' + B' q, \quad (70)$$

т. е. уравнение, — являющееся типовой характеристикой для всех центробежных воздушных насосов данного типа (иное название ее — „отвлеченная характеристика“) в осях q и η . Как видно, оно также представляет собой прямую линию.

Эта характеристика является общей для всех насосов данного типа, так как в ее уравнение входят не абсолютные величины размеров насоса, а лишь отношения таковых. Это ясно видно, если учесть, что выражению (69) для B' можно придать такой вид:

$$\begin{aligned} B' &= \lambda D_{вхх}^2 \left(\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вх}}{F_{вх}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вхх}}{F_{вхх}} \right) = \\ &= \frac{v_{вх}}{v_{вхх}} \left[\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вх} \cdot F_{вхх}}{F_{вх}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вхх} \cdot F_{вхх}}{F_{вхх}} \right] \frac{D_{вхх}^2}{F_{вхх}} = \\ &= \frac{v_{вх}}{v_{вхх}} \frac{D_{вхх}^2}{\pi \cdot D_{вхх} \cdot b_{вхх}} \left[\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \frac{F_{вхх}}{F_{вх}} \operatorname{ctg} \beta_{вх} - \operatorname{ctg} \beta_{вхх} \right] = \\ &= \frac{v_{вх}}{v_{вхх}} \frac{D_{вхх}}{\pi \cdot b_{вхх}} \left[\frac{D_{вх}}{D_{вхх}} \frac{F_{вхх}}{F_{вх}} \operatorname{ctg} \beta_{вх} - \operatorname{ctg} \beta_{вхх} \right]. \end{aligned}$$

Как видно, сюда входят лишь отношения диаметров и сечений входа и выхода, углы входа и выхода и отношение входного диаметра к ширине входа, т. е. величины постоянные и характерные для данного типа колеса. Из изложенного выше ясно, что каждая индивидуальная характеристика может быть превращена в типовую путем простого преобразования масштабов по осям координат (индивидуальная характеристика имеет ту же форму, что и отвлеченная).

В уравнении (65) первый член правой части дает нам величину напора, развиваемого насосом при закрытой задвижке, т. е. при $V_{вх} = 0$. Как видим, этот напор равен:

$$H_{теор \infty 0} = \frac{u_{вых}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \right)^2 \right]; \quad (71')$$

с другой стороны, если предположить $H_{теор \infty 0} = 0$, т. е. отсутствие повышения напора, причем колесо будет затрачивать работу лишь на продвижение некоторого количества воздуха через колесо без повышения его давления,— то получим этот расход из уравнения (65)

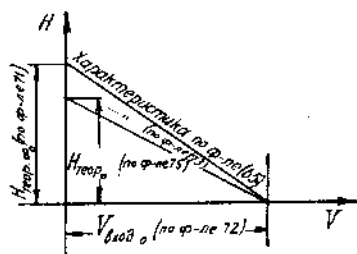
$$0 = \frac{u_{вых}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \right)^2 \right] + \frac{u_{вых}}{g} V_{вх} \cdot \lambda \left[\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вх}}{F_{вх}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вых}}{F_{вых}} \right]$$

в виде

$$V_{вх, 0} = - \frac{u_{вых}}{\lambda} \frac{1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \right)^2}{\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вх}}{F_{вх}} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вых}}{F_{вых}}} \quad (72)$$

Таким образом можем сказать, что прямая линия, являющаяся характеристикой центробежного воздушного насоса, отсекает на оси абсцисс величину $V_{вх, 0}$, а по вертикали (параллельно оси ординат)— величину $H_{теор \infty 0}$. Линия характеристики может быть направлена влево, или

вправо, или вертикально, в зависимости от величин B или B' (т. е. при B или $B' \geq 0$, что зависит от подбора углов и отношений диаметров, ширины и пр.). Чаще всего для воздушных насосов угол $\beta_{вых} \leq 90^\circ$ (радиальные или загнутые назад лопатки), причем величина B или B' получается обычно ≤ 0 (входной угол чаще всего 90° и $\operatorname{ctg} \beta_{вх} = 0$). Тогда характеристика может быть направлена или вертикально вверх, или наклонно влево, и последнем случае ее можно изобразить, как показано на фиг. 75.



Фиг. 75.

Приведенные выше выражения для характеристик центробежных воздушных насосов дают связь между теоретическим напором при бесконечном числе лопаток и расходом. Очевидно, что практический интерес представляет характеристика, дающая не теоретический напор при бесконечном числе лопаток, а фактический напор, развиваемый насосом в реальных условиях его работы.

Прежде всего, если мы учтем, что число лопаток конечное, то получим, вместо $H_{теор \infty}$, величину $H_{теор}$. Последняя может быть получена путем введения в основное уравнение величины $\mu = \frac{H_{теор}}{H_{теор \infty}}$ и $c'_{вых} < c_{вых}$.

Полагая $\mu = \frac{1}{1 + \rho}$, имеем:

$$H_{теор} = \frac{1}{1 + \rho} \frac{1}{g} (u_{вых} \cdot c'_{вых} \cos \delta'_{вых} - u_{вх} c_{вх} \cos \delta_{вх}).$$

Производя переделки, аналогичные сделанным выше, и заменяя

$$c'_{вых} \cos \delta'_{вых} = u_{вых} c'_{г, вых} \operatorname{ctg} \beta_{вых}$$

и вводя по аналогии

$$c'_г = \frac{G' \cdot v_{вых}}{F_{вых}} = \frac{V'_{вх} \cdot v_{вых}}{F_{вх} \cdot v_{вх}} = \frac{V'_{вх}}{F_{вх}} \lambda,$$

получим выражение:

$$H_{теор} = \frac{1}{1+\rho} \left\{ \frac{u_{вмх}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вмх}} \right)^2 \right] + \frac{u_{вмх}}{g} V'_{вх} \lambda \left[\frac{D_{вх}}{D_{вмх}} \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вмх}}{F_{вмх}} \right] \right\} \quad (73)$$

и, далее,

$$H_{теор} = \frac{A}{1+\rho} + V'_{вх} \frac{B}{1+\rho}, \quad (74)$$

таким образом и эта характеристика представляет собой прямую линию. Находя подобно предыдущему $H_{теор.0}$ при $V'_{вх} = 0$, т. е. при закрытой задвижке, получим:

$$H_{теор.0} = \frac{1}{1+\rho} \frac{u_{вмх}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вмх}} \right)^2 \right], \quad (75)$$

т. е. величину меньшую, чем $H_{теор. \infty 0}$, полученную по уравнению (71), а для случая $H_{теор} = 0$ из уравнения (73) найдем значение:

$$V_{вх.0} = \frac{u_{вх}}{D_{вмх}} \frac{1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вмх}} \right)^2}{\operatorname{ctg} \beta_{вх} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{вмх}}{F_{вмх}}}, \quad (76)$$

откуда следует, что $V'_{вх.0} = V_{вх.0}$, и, следовательно, точка начала характеристики $H_{теор}$ на оси абсцисс совпадает с точкой начала характеристики для $H_{теор. \infty}$ по той же оси. Это показано на фиг. 75 второй линией, имеющей меньший наклон, чем первая.

Далее перейдем к вопросу о прочих потерях. Как следует из раздела IV этой главы, в настоящее время дать точное аналитическое выражение для величины и изменения потерь не представляется возможным. Однако, возможно установить характер изменения отдельных потерь.¹ Это пока-

¹ Изменения потерь на трение о поверхность и при преобразовании энергии могут быть приняты пропорциональными квадратам скоростей движения жидкости, т. е. пропорциональными $\left(\frac{c_{тБ}}{c_{тА}} \right)^2 = \left(\frac{V_B}{V_A} \right)^2$, поскольку расходы V пропорциональны радиальным составляющим скоростей. Тогда можно написать, что сумма потерь на трение и преобразование энергии —

$$\Delta \Sigma E_{трени и преобразования энергии} = H_{теор. \infty} (1 - \eta_h) \left(\frac{V_B}{V_A} \right)^2,$$

где $H_{теор. \infty}$ — теоретический напор при бесконечном числе лопаток,

η_h — гидравлический к. п. д.,

V_A — расход при режиме А,

V_B — расход при режиме Б.

Эта формула показывает, что изменение $\Sigma E_{трени и преобразования энергии}$ носит параболический характер (уравнение типа $x = 2p y^2$, где $x = \Sigma E_{трени и преобразования энергии}$,

а $y^2 = \left(\frac{V_B}{V_A} \right)^2$; при этом $H_{теор. \infty} (1 - \eta_h) = \frac{1}{2p}$.

Если рассмотрим потери, возникающие от ударов, то можно написать, как это было сделано на стр. 87, что

$$\Delta H_{удар} = \varphi \frac{1}{2g \cdot \gamma} u_{вх}^2 \left(1 - \frac{V_k}{V_0} \right)^2, \quad (52)$$

т. е. опять таки имеем формулу типа параболы. Аналогично можно было бы выразить и потери от ударов, возникающих при выходе из рабочего колеса. В отношении парабол этого типа можно сказать, что вершина лежит не в начале координат, а смещена и, следовательно, потери на удар должны иметь минимальное значение при каком-то режиме, лежащем в рассматриваемом интервале их. Очевидно, это будет режим, при котором $V_k = V_0$, т. е. режим с расчетным расходом.

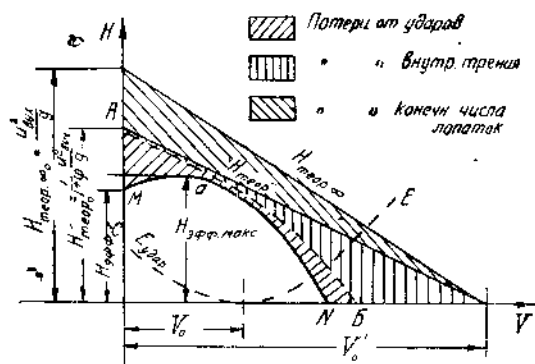
зано на фиг. 76. Потери на трение и преобразование энергии из кинетической в энергию давления изображены кривой AB — параболического характера. Потери на удар также изображены кривой параболического характера — CDE , имеющей минимум в точке D , соответствующей расчетному расходу воздуха.

Имея эти кривые, можно получить характеристику напора $H_{эф}$ путем вычитания в каждой точке из $H_{теор}$ соответствующих ординат потерь. В результате получаем кривую MN , которая и дает $H_{эф}$.

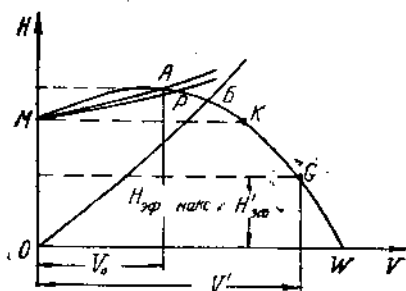
На фиг. 76 различной штриховкой показаны вызываемые различными причинами потери, наглядно изображающие, как образуется $H_{эф}$.

Кривая MN имеет перегиб в точке a , соответствующей максимальному напору и лежащей на абсциссе, соответствующей расчетному расходу $V_{ак.р.}$. Следовательно, эта точка дает $\eta_{н. макс.}$.

Точка a разграничивает две ветви характеристики, из которых левая часть дает возрастание напоров одновременно с возрастанием расхода, а правая, наоборот, — уменьшение напора при возрастании расхода. Левая часть называется неустойчивой частью характеристики, а правая — устойчивой.



Фиг. 76.



Фиг. 77.

Рассмотрим условия создания напора в центробежном насосе. Напор, помимо свойств насоса, зависит от сопротивлений в сети, куда нагнетается воздух. Если сопротивление сети малое, то никакой насос не может развить высокое давление. Таким образом, напор зависит от сети, куда воздух нагнетается. Расход насоса, наоборот, зависит в основном от свойств его самого.

Общее сопротивление, создаваемое в сети, складывается из:

- 1) суммы сопротивлений протеканию в сети,
- 2) перепада давлений между всасываемым и нагнетаемым объемами и
- 3) величины скоростного напора при выходе из сети.

Сумма этих трех величин, являющихся внешними по отношению к насосу и дающих общее сопротивление сети, возрастает примерно пропорционально квадрату скорости (если, например, сеть представляет собой длинный трубопровод) и кривая, изображающая эту сумму, также имеет параболический характер и носит название характеристики сети по полному напору.

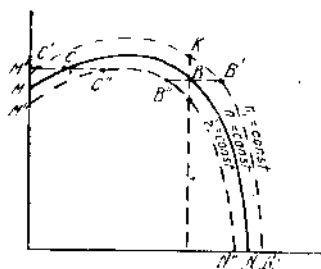
На фиг. 77 изображены характеристика центробежного воздушного насоса по $H_{эф}$ и кривая OB , характеризующая изменение суммы сопротивлений в сети в зависимости от расхода воздуха (т. е., иными словами, скорости протекания воздуха) при данном, неизменяющемся в процессе работы сечении сети. Эта зависимость имеет, как указывалось выше, характер параболы.

Совершенно очевидно, что единственная точка, в которой максимально полно использована способность данного насоса к созданию напора, — это точка B , пересечения линий характеристик сети и насоса. В этой

точке достигается одновременно максимальный напор и максимальный расход, допускаемые совокупностью характеристик сети и насоса. Она является точкой наивыгоднейшего режима в данных условиях.

В том случае, если сопротивление сети представляет собой неизменную величину (что близко к истине, как например, при дутье в металлургическую печь или в химическом производстве), то характеристика сети изобразится горизонтальной линией, параллельной оси абсцисс ($МК$ на фиг. 77). Если сопротивление сети переменное и часть этого сопротивления носит постоянный характер, то характеристика примет вид, показанный на фиг. 77 линией MP . Это имеет место, например, в том случае, если происходит не только преодоление сопротивлений в трубопроводе, но и преодоление некоторого противодействия за ним.

Предположим теперь, что мы имеем случай переменного расхода воздуха из нагнетательного резервуара. Нормальный режим работы насоса вблизи максимального гидравлического коэффициента полезного действия пусть лежит в точке B (фиг. 77), на пересечении характеристики сети и насоса. Если расход возрастет, то давление в резервуаре уменьшится, и точка этого нового режима сместится вправо, например в точку C , которой будет соответствовать уменьшенный напор $H'_{эф}$ и увеличенный расход V' . Если же расход будет уменьшаться, то давление будет возрастать и точка на характеристике будет сдвигаться влево, пока не дойдет до точки A , причем расход будет падать до V_0 и напор возрастет до $H_{эф. макс}$. Если расход будет продолжать падать, то давление в резервуаре будет продолжать повышаться при одновременном падении расхода, насос же не сможет поддерживать дальнейшее возрастание напора (левая ветвь характеристики) и подача резко упадет. Это вызовет падение давления в резервуаре, так как расход из него не прекращается и, когда давление в нем понизится до величины, соответствующей OM (на фиг. 77), то процесс возрастания подачи, а с ним и напора, начнется вновь. Это соответствует неустойчивой работе насоса, почему левая ветвь характеристики и названа неустойчивой частью ее. При этом работа происходит резкими толчками — с периодическим быстрым прекращением и возобновлением подачи.



Фиг. 78.

Еще резче неустойчивый характер левой ветви виден, если учесть, что в двигателе имеются постоянные колебания числа оборотов. Как уже указывалось, каждому числу оборотов соответствует своя характеристика (об этом см. также ниже). Пусть на фиг. 78 характеристика, изображаемая линией MN , соответствует числу оборотов n , а линии $M'N'$ и $M''N''$ — соответственно числам оборотов n_1 и n_2 . Примем $n_1 > n > n_2$.

Если мы имеем на кривой MN точку B , соответствующую нашему режиму при числе оборотов n , то при изменении числа оборотов, например, до n' характеристика перейдет в положение $M'N'$. При этом, так как давление в сети осталось тем же, точка B перейдет в точку B' при том же напоре. Это вызовет некоторое возрастание подачи n , как следствие этого, перемещение точки B' влево, например, в точку K , при которой расход и подача уравниваются и наступит новый устойчивый режим при несколько повышенном напоре. Если такое же явление будет иметь место в левой ветви характеристики, то при переходе точки C в точку C' будет иметь место падение подачи, что вызовет еще большее падение давления и точка C перейдет не в точку нового равновесия, как в правой ветви, а в точку M' , соответствующую прекращению подачи.

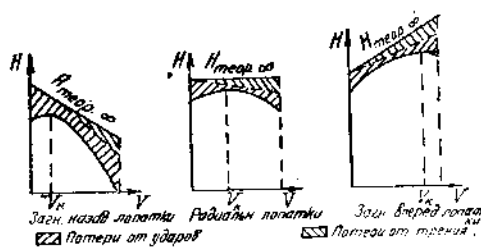
Совершенно аналогичная картина только с противоположно направленным эффектом будет иметь место при уменьшении числа оборотов до n_2 .

Таким образом сказанное можно сформулировать следующим образом: правая ветвь характеристики обладает свойством саморегулирования.

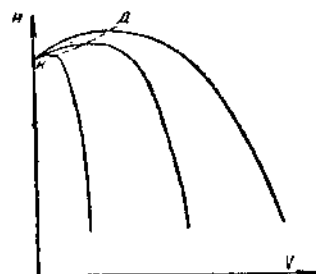
при изменении режима работы, что и придает работе в этой части характеристики устойчивый характер; левая же ветвь этим свойством не обладает, следствием чего являются резкие колебания и пульсации давления.

В силу этого заводы, строящие центробежные насосы (как воздушные, так и водяные), стремятся по возможности укоротить неустойчивую часть, что достигается соответствующим подбором числа и углов наклона лопаток. Последнее ясно видно из результатов испытания лопаток с различными наклонами, полученных фирмой Броун Бовери и изображенных на фиг. 79. Область неустойчивой работы — наименее длинная для насосов с загнутыми назад лопатками (фиг. 79, слева) и наиболее длинная — для насосов с загнутыми вперед лопатками (фиг. 79, справа).

Совершенно очевидно, что емкость сети играет определенную роль в отношении частоты пульсаций. Чем меньше емкость сети, тем чаще имеют (при работе на неустойчивой части характеристики) место колебания давления, так называемые пульсации.



Фиг. 79.



Фиг. 79а.

Возвратимся теперь к вопросу о влиянии числа оборотов на характеристику насоса. Прежде всего, примем, что при уменьшении числа оборотов в i раз расход также уменьшится в i раз, ибо иначе мы не будем иметь определенных точек на новой характеристике для числа оборотов n_1 . Мы будем иметь также всю серию производительностей и значительное число тех же напоров, что и на характеристике при числе оборотов n .

Таким образом задача может быть сформулирована следующим образом: какой напор развивает данный насос при изменении его числа оборотов от n до n_1 и уменьшении расхода через него (например, с помощью подбора сопротивлений) в $i = \frac{n}{n_1}$ раз. Исходя из этого определения,

можно написать, что $\frac{V}{V'} = \frac{n}{n'}$, а так как $u = \frac{\pi d n}{30}$ и $u' = \frac{\pi d n'}{30}$, то $\frac{n}{n'} = \frac{u}{u'}$.

Если примем теперь в соответствии с уравнением (40)

$$H_{теор. \infty} = \varphi \frac{u_{вых}^2}{g} \quad \text{и} \quad H'_{теор. \infty} = \varphi \frac{(u'_{вых})^2}{g},$$

т. е. будем полагать, что $\varphi = \text{const}$ и $\eta_h = \text{const}$, что и имеет место при не очень значительном изменении числа оборотов, то найдем:

$$\frac{H_{теор. \infty}}{H'_{теор. \infty}} = \frac{u_{вых}^2}{(u'_{вых})^2} = \frac{n^2}{n'^2} \quad (77)$$

и, наконец, если учтем, что мощность, забираемая насосом, пропорциональна расходу и напору, т. е., что

$$\frac{N}{N'} = \frac{VH}{V'H'},$$

то найдем, что

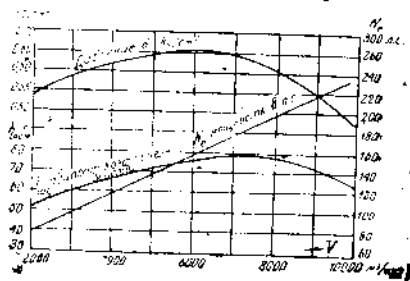
$$\frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3} \quad (78)$$

Следовательно, можно сказать, что при изменении числа оборотов:

- 1) Расход через насос изменится пропорционально числу оборотов в первой степени;
- 2) напор изменится пропорционально квадрату числа оборотов и
- 3) потребная мощность (без механических потерь) изменится пропорционально кубу числа оборотов.

Эти соотношения позволяют перестраивать любую характеристику для определенного числа оборотов на любое другое число оборотов.

Кроме кривых напора, на характеристиках обычно имеются еще и кривые N_e (мощность) и η (к. п. д.), что способствует уяснению происходящих в насосах процессов. На фиг. 80 показана подобная характеристика для центробежного воздушного насоса, дающая все указанные выше величины.



Фиг. 80.

РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

Основными величинами воздушных насосов для двигателей внутреннего сгорания являются: развиваемое давление, производительность и потребляемая мощность. В зависимости от рода насоса (области его применения) сюда добавляются еще те или иные дополнительные расчетные данные.

1. ДАВЛЕНИЕ, ПОТРЕБНОЕ ДЛЯ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Вопрос о потребном давлении должен быть разрешен для каждого отдельного случая индивидуально. Общие указания о порядке величин были даны во II главе настоящей книги. Следует иметь в виду, что при определении давления, которое должен развивать насос на основе указанных во II главе величин, нужно учитывать то давление, которое насос должен дать у рабочего органа (т. е., например, у продувочных окон, у клапанов — в случае наддува) и, следовательно, учитывать потери, возможные по пути от насоса к рабочему органу, что, конечно, может быть сделано лишь применительно к каждой конкретной машине.

Вообще, отношение давлений, развиваемых насосом:

$$\epsilon = \frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} = \frac{p_s + \Delta p_{\text{нагн}}}{p_H - \Delta p_{\text{всас}}}, \quad (78)$$

где $p_{\text{кон}}$ — конечное давление, развиваемое насосом;

$p_{\text{нач}}$ — начальное давление;

p_s — потребное у рабочего места конечное давление;

$\Delta p_{\text{нагн}}$ — потери давления в нагнетательной линии, между насосом и рабочим местом (или в известных случаях и при нагнетании в самом насосе);

p_H — давление среды, из которой происходит засасывание воздуха;

$\Delta p_{\text{всас}}$ — потери давления на всасывающей линии, равные примерно 0,02 — 0,03 ат (при свободном всасе).

Для случая, например, карбюраторного мотора с наддувом можно принять следующие ориентировочные величины.

При схеме с засасыванием через карбюратор и последующим пропуском смеси через насос (см. схему на фиг. 404)

$$\Delta p_{\text{всас}} \cong 0,05 - 0,06 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta p_{\text{нагн}} \cong 0,01 - 0,03 \text{ кг/см}^2$$

более или менее точно (хотя это и трудно, можно учесть только зная схему и размеры трубопроводов).

При схеме с наддувом карбюратора, т. е. пропуском уже сжатого в нагнетателе воздуха через карбюратор (см. схему на фиг. 403):

$$\Delta p_{\text{всас}} \cong 0,01 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta p_{\text{нагн}} \cong 0,07 - 0,09 \text{ кг/см}^2.$$

II. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Производительность насоса определяется в зависимости от его назначения. Рассмотрим этот вопрос для основных областей применения воздушных насосов — для двигателей внутреннего сгорания (указанных во II главе).

1. Продувочные насосы

Производительность продувочного насоса, как уже указывалось, находится в зависимости от литража двигателя. Действительно, при продувке воздух должен полностью заполнить объем цилиндра, причем некоторое избыточное количество его затрачивается на вытеснение остаточных газов и уходит вместе с последними. Поэтому количество продувочного воздуха должно быть больше, чем литраж двигателя.

Обозначим через:

D — диаметр цилиндра двигателя в m ;

S — ход поршня двигателя в m ;

$n_{\text{мот}}$ — число оборотов двигателя в мин.

$Z_{\text{мот}}$ — число цилиндров двигателя;

φ — коэффициент избытка продувочного воздуха сравнительно с литражем, колеблющийся в зависимости от типа продувки и местных условий от $\varphi = 1,35$ до 2,2, при чем для земных условий работы φ берется до 1,8, а выше — для высотных двигателей.

Тогда производительность воздушного продувочного насоса должна составлять:

$$V'_{\text{мин}} = \varphi \frac{\pi D^2}{4} S n_{\text{мот}} Z_{\text{мот}} \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (79)$$

При этом под производительностью будем понимать то, приведенное к атмосферным условиям, количество воздуха, которое данный насос дает в нагнетательном патрубке, т. е. без учета всех потерь, могущих иметь место в самом насосе.

2. Наддувочные насосы

Наддувочные насосы должны подавать количество воздуха, по объему большее, чем объем цилиндра, и достаточное для сжигания в нем определенного количества горючего. Поэтому количество его должно быть пропорционально количеству горючего.

Обозначим через:

N_i — индикаторную мощность двигателя в $л. с.$,

C_i — расход горючего на 1 $л. с.$, который будем считать неизменным как в земных, так и в высотных условиях;

α — нормальный избыток воздуха, потребный для сжигания горючего данного состава, обычно лежащий в пределах: для моторов на легком горючем — от 0,8 до 1,1, а для моторов на тяжелом горючем — 1,45 до 1,7.

$L_{\text{теор}}$ — теоретическое количество воздуха, потребное для сжигания 1 $кг$ горючего данного состава.¹

¹ Определение теоретически потребного количества воздуха производится по следующим формулам (см., например, Ленин, Термодинамические и тепловые процессы двигателей внутреннего сгорания; Госмашиздат, 1933, стр. 34 и 38).

Если известен элементарный состав горючего C (углерод), H (водород) и O (кислород), то на 1 $кг$ горючего потребное количество воздуха составит:

$$L_{\text{теор}} = \frac{8}{0,232} C + \frac{8H}{O} \text{ кг.}$$

Потребная производительность насоса выразится тогда формулой:

$$G_{мин} = \frac{N_i \cdot \alpha \cdot L_{теор} C_i}{60} \text{ кг/мин}, \quad (80)$$

или

$$V'_{мин} = \frac{G_{мин}}{\gamma} \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Эта формула, учитывая сказанное выше по вопросу об индикаторном расходе горючего, пригодна для определения производительности наддувочных насосов как в земных, так и высотных условиях.

При этом надо иметь в виду, что в индикаторную мощность развиваемую двигателем, входит и мощность, которая должна быть затрачена на сжатие воздуха в нагнетателе. Эта мощность причисляется к потерям и для получения эффективной мощности мотора должна наряду с потерями трения и пр. вычитаться из индикаторной мощности.

Подсчет мощности, развиваемой двигателем, производится по следующей схеме:

$$N_e = N_i - (N_c + N_r),$$

где N_e — эффективная мощность двигателя в л. с.;

N_i — индикаторная мощность двигателя в л. с.;

N_c — мощность, забираемая нагнетателем в л. с.;

N_r — мощность, идущая на все прочие потери.

Если двигатель с наддувом работает в земных условиях, то при данной степени форсировки (т. е. данном увеличении мощности двигателя по сравнению с номинальной, за счет наддува) и определенном режиме работы (т. е. данном числе оборотов, подаче горючего и пр.) мощность, затрачиваемая на приведение в действие нагнетателя, будет величиной постоянной, так как потребное для наддува количество воздуха и его давление также будут постоянными. Постоянными величинами в этом случае также будут: получаемая эффективная мощность и отношение мощности, затрачиваемой на нагнетатель, к индикаторной мощности.

Если двигатель предназначен для работы в высотных условиях (например, авиационный двигатель), то в случае, когда нагнетатель связан с двигателем жестким приводом, он как на высоте, так и на земле, кроме нагнетателей особого типа, например, типа Рут, объемный с переменной степенью сжатия или центробежный со специальным приводом, будет забирать примерно одинаковую мощность. Между тем двигатель с наддувом, который на определенной высоте должен дать определенную эффективную мощность, при работе на земле или на малых высотах во избежание перегрева не должен развивать той мощности (последнее обычно допускается не более 1—2 минут), которую он мог бы дать при использовании всего воздуха, попадающего через нагнетатель и его цилиндр, с давлением, большим атмосферного под влиянием нагнетателя. В силу этого на земле приходится двигатель дросселировать, т. е. искусственно уменьшать его возможную к отдаче мощность.

Это достигается путем уменьшения его индикаторной мощности, например, до мощности, которую может давать на уровне земли двигатель, той же размерности, но не имеющий нагнетателя. Но в этом случае эффективная мощность такого двигателя будет меньше, чем мощность двигателя не имеющего нагнетателя, на величину мощности, потребную

Если известен состав молекулы топлива, представляющего собой углеводородные соединения типа $C_m H_n$, то при m — числе атомов углерода, n — числе атомов водорода и r — числе атомов кислорода в молекуле горючего — теоретическое количество воздуха на 1 кг горючего будет:

$$L_{теор} = \frac{32 \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2} \right)}{(12m + n + 16r) \cdot 0,23} \text{ кг}.$$

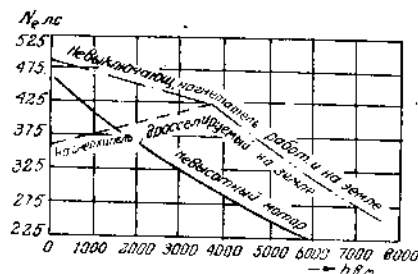
(80) для привода последнего. Таким образом, двигатель с нагнетателем, предназначенным для поддержания мощности на высоте, оказывается на земле или на малых высотах в худших условиях, чем на высоте.

ном
ду-
ва-
на
ям
ми
ю-

В силу этого возникло стремление делать в высотном двигателе забираемую нагнетателем мощность, переменной, дабы иметь возможность уменьшать ее при работе на малых высотах. С этой целью применяются, например, выключающиеся приводы, которые позволяют включать нагнетатель по желанию пилота или автоматически по достижении определенной высоты. Этим путем увеличивается отдача двигателя на земле, так как нагнетатель, будучи выключен, не забирает на земле или на малых высотах часть мощности, которая, таким образом, отдается на винт.

Аналогичное действие производят и механизмы передачи, позволяющие, например, уменьшать число оборотов нагнетателя (и тем уменьшать забираемую им мощность) вблизи высот, или (при многоступенчатых нагнетателях) включать последовательно отдельные ступени по мере подъема на высоту, или, наконец, регулировать мощность, забираемую нагнетателем, пропорционально развиваемому давлению. Разница между механизмами, регулирующими мощность, и выключающимся нагнетателем заключается в том, что в последних мощность на привод их при выключении вовсе не затрачивается, в то время как в первых затрата лишь уменьшается.

Таким образом, если будем иметь выключающийся нагнетатель — имеющий несколько ступеней числа оборотов, или несколько постепенно включающихся ступеней давления, или специальную регулировку, — то мощность, затрачиваемая на земле или на малых высотах (где наддув не требуется вовсе или в меньшей степени) на привод нагнетателя, может быть уменьшена и этим путем увеличена по сравнению с невысотным мотором отдача двигателя в невысотных условиях (например, у авиомотора при отрыве от земли).



Фиг. 81.

Для иллюстрации влияния на эффективную мощность в высотных условиях различных способов привода и работы нагнетателя приведем диаграмму (по Таланову), см. фиг. 84.

Мощность мотора без нагнетателя на земле больше, чем такового с нагнетателем (~ 450 против ~ 350 л. с., т. е. около 100 л. с. теряется на привод нагнетателя). Начиная же примерно с 1500 м высоты, высотный мотор с нагнетателем начинает давать увеличение мощности; на высоте в 3700 м такой мотор развивает мощность до 425 л. с., после чего нагнетатель уже оказывается не в силах дальше поддерживать или увеличивать мощность. Мотор с наддувом и на земле, ведет себя примерно так же, как невысотный двигатель, но при этом, понятно, самая величина мощности выше таковой невысотного мотора.

Все приведенные соображения даны лишь с целью обратить внимание на вопрос о выборе рода привода, типа нагнетателя, его производительности и давления, ибо выбор недостаточно обоснованной, например, производительности нагнетателя или рода привода может повлечь за собой уменьшение отдачи двигателя.

Вообще говоря, вопрос о выборе типа и прочих данных нагнетателя довольно сложен и при его разрешении нужно учитывать значительно больше факторов, чем приведено выше (например, влияние высотности на карбюрацию, механический к. п. д., так называемые насосные потери и др.). Однако рассмотрение всех этих соображений не входит в задачу настоящей книги.¹

¹ Для ознакомления с указанными вопросами следует обратиться к специальным работам, как, например:

Л. В. Таланов, Высотные двигатели; Госмашметиздат, 1934 г.

3. Пусковые насосы

Производительность пусковых насосов, как уже указывалось, весьма различна, в зависимости от условий запуска в ход двигателей.

Регламентированные указания по этому вопросу имеются лишь для судовых двигателей, где предписаниями классификационных обществ установлены определенные нормы запаса воздуха на судне для пуска в ход и маневрирования (число маневров, которое должно быть обеспечено баллонами, обычно принимается 12—16) и время пополнения этого запаса.

Так правилами германского Ллойда установлено, что запас воздуха на один двигатель должен быть не менее:

$$J = \frac{N_e \cdot C_1 \cdot C_2}{\eta_{\text{мех}} (P - p)}, \quad (81)$$

где J — объем воздуха в л;

N_e — номинальная эффективная мощность двигателя в л. с.;

$\eta_{\text{мех}}$ — механический к. п. д. двигателя;

P — наибольшее давление в пусковом баллоне в кг/см^2 ;

p — наименьшее давление, при котором может быть осуществлен запуск двигателя в кг/см^2 ;

C_1 — коэффициент, который берется из таблицы XII путем интерполяции;

C_2 — коэффициент, равный $1 + \frac{P - 25}{100}$.

Подсчетом устанавливается величина J по ф-ле (81) в случае неревверсивного главного двигателя в одновальной установке. Уменьшение запаса допускается в следующих размерах в зависимости от количества цилиндров в двигателе.

Количество цилиндров		Допускаемое уменьшение запаса (%)
простого действия	двойного действия	
6	3	5
8	4	10
10	5	20
12	6	25
—	8	35

Коэффициенты C_1 по германскому Ллойду приведены в таблице XII.

Для двигателей быстроходных допускается уменьшение запаса: для 4-цилиндровых — на 10%, для 6-цилиндровых — на 20%.

В случае применения реверсивных двигателей с приводом реверсного механизма сжатым воздухом запас J нужно увеличить: для одновальной установки на 60%, для двухвальной на 40%.

Этот запас требуется при приводе пускового насоса от самого двигателя или же при совмещении его с насосом для получения форсуночного воздуха. Если же пусковой насос имеет отдельный привод, то запас может быть еще уменьшен по согласованию с классификационным обществом.

Статья В. И. Дмитриевского о характеристиках авиодвигателей с нагнетателями; Авиационные двигатели, кн. I, Госавиавтоиздат, 1932 г.

М. Зейлигер, Дизели повышенной мощности, гл. IV, изд. Техника и производство Ленинград 1927 г.

Статья В. И. Дмитриевского, Этингофа; журн. Техника воздушного флота, и др.

N_e (л. с.)	n (об/мин)	C_1	N_e (л. с.)	n (об/мин)	C_1
50	400	8	1000	128	79
100	380	15	1250	109	87
200	320	29	1500	98	94
300	280	41	1750	93	100
400	248	50	2000	90	105
500	220	57	2500	86	115
600	195	62	3000	82	122
700	175	67	3500	81	126
800	155	72	4000	80	128
900	40	76	5000	79	129

Пополнение запаса должно осуществляться за время не более 20—30 минут. Этим и определяется производительность пускового насоса двигателя.

Нужно иметь в виду, что теми же правилами предписывается, помимо пускового насоса, иметь на главном двигателе еще одно пусковое устройство, независимое от двигателя, причем для машин с мощностью до 150 л. с. этот (второй) насос может быть ручным.

В отношении других областей применения пусковых насосов подобных указаний не имеется.

Практикой установлены примерно следующие нормы.

Для стационарных двигателей, имеющих насос для сжатия воздуха с целью распыла горючего, требуется увеличение производительности насоса для обслуживания пусковых устройств примерно на 15—20%.

Для двигателей, имеющих отдельный пусковой насос, например для бескомпрессорного двигателя дизеля стационарного типа, размеры этого насоса выбираются так, чтобы обеспечить наполнение баллона количеством воздуха, достаточным на три-четыре пуска двигателя в ход в течение приблизительно 10 мин. Количество воздуха, потребное на 1 пуск в ход, колеблется довольно сильно в зависимости от давления пуска в ход.

Значительного снижения давления пускового воздуха допускать не следует, ибо это отрицательно отзывается на скорости и надежности пуска. В среднем можно считать нормальным на один пуск в ход при давлении в 15—18 ат расход воздуха порядка 3—3,5 л на 1 л объема двигателя. Таким образом минутную производительность пускового насоса можно определить по формуле:

$$V_{\text{мин}} = \frac{i \cdot V_{\text{цил}} (3 \div 3,5) q \cdot 60}{60 \cdot 10} = 0,3 \div 0,35 i V_{\text{цил}} q, \quad (82)$$

где $V_{\text{мин}}$ — производительность насоса в $\text{м}^3/\text{мин}$;

i — число цилиндров двигателя;

$V_{\text{цил}}$ — объем одного цилиндра в м^3 ;

q — число запусков, которое должен обеспечить данный запас воздуха (обычно 3—4).

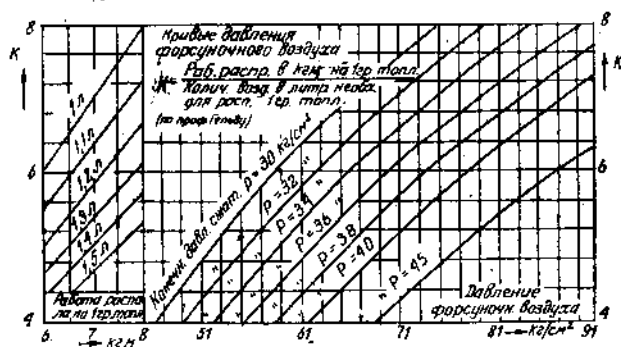
Существуют еще другие показатели для подсчета потребного количества воздуха. Так, например, можно считать, что для обеспечения примерно четырех пусков в ход требуется иметь в баллоне, для двигателей быстрого сгорания до 10 л воздуха атмосферного давления на 1 л. с.

Это количество воздуха должно пополняться пусковым насосом за время примерно от 5 до 10 мин.

Для двигателей легкого типа можно указать следующие данные, являющиеся впрочем весьма ориентировочными, поскольку нет значительного опыта в деле запуска таких двигателей сжатым воздухом: для авиационных двигателей на легком горючем требуется примерно 1,2—1,5 л на 1 л. с. для четырех пусков, а для таких же двигателей типа дизель — примерно от 1,5 до 2 л; причем все расчеты ведутся на объем воздуха атмосферного давления.

4. Насосы для получения сжатого воздуха для распыла горючего в дизелях

Количество энергии в воздухе, необходимом для распыла горючего, должно быть достаточным для разбрасывания капель горючего по всей камере сжатия двигателя. Количество энергии в воздухе определяется его давлением и количеством. Давление воздуха выбирается порядка 60—80 ат с тем, чтобы этот воздух мог проникнуть в камеру сжатия,



Фиг. 82.

где к моменту вырскивания топлива давление сжатия порядка 30—40 ат и, после этого обладал бы энергией достаточной для, самого распыла горючего. Таким образом и производится расчет потребного количества воздуха данного давления для распыла нужного количества горючего. Как уже указывалооь во II главе проф. Гельд дает такие цифры потребного количества воздуха: 6,0—8,0 кгм на 1 г горючего, или в объемных величинах—1,0—1,5 л воздуха на 1 г горючего и в весовых—1,2—1,8 г воздуха на 1 г горючего.

Очевидно, что потребная величина работы для распыла 1 кг горючего зависит от свойств самого горючего, устройства форсунки, давления сжатия в двигателе и пр.

Нужно отметить, что влияние самого качества горючего (его вязкости) не так велико, как влияние конструкции форсунки. Однако учесть этот фактор в числовом выражении в общем случае не представляется возможным.

Связь между давлением сжатия и количеством и давлением воздуха дается ориентировочно графиком, изображенным на фиг. 82 (по Гельду). Здесь в левой части графика даны по оси абсцисс величины энергии, потребной для распыла 1 кг горючего, а отдельные кривые соответствуют определенному количеству воздуха в литрах на 1 г горючего, исходя из расчета энергии на 1 кг горючего в количестве $6,0 \div 8,0$ кгм.

В правой части даны кривые, соответствующие давлениям сжатия от 30 до 40 ат, и по оси абсцисс нанесены давления форсуночного воздуха в зависимости от давления сжатия.

Таким образом, остановившись на определенной затрате энергии на 1 г горючего и определенном расходе воздуха, находим пересечение вертикали из точки на оси абсцисс, соответствующей расходу энергии, с

кривой, соответствующей расходу воздуха, и, проводя горизонталь из этой точки пересечения до пересечения с кривой, соответствующей давлению сжатия, в правой части диаграммы, и опуская из полученной точки перпендикуляр на ось абсцисс, можно найти необходимое давление распыла или давление сжатия; выбрав давление распыла, можно обратным построением найти расход воздуха при данной затрате энергии.

Так как обычно насос для сжатия воздуха с целью распыла горючего (компрессор — по общепринятой терминологии) используется и для пополнения пусковых баллонов, то его производительность выбирается так, чтобы он мог выполнить обе эти функции, а именно:

$1,6 \div 1,9$ л на 1 г горючего.

Тогда расчет потребной секундной производительности может быть проведен по следующей формуле для судовых установок:

$$V_{\text{мин}} = \frac{(1,6 \div 1,9) C_i \cdot 1000 \cdot N_i}{60 \cdot 1000} - 0,0266 \div 0,0316 C_i N_i \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (83)$$

где C_i — расход горючего на 1 и.л.с-ч в кг;

N_i — индикаторная мощность, развиваемая двигателем в л.с.

При этом количество воздуха считается при атмосферном давлении и температуре примерно в 15°C .

При двухвальной установке нужно отметить еще следующие правила: производительность каждого из насосов должна быть такова, чтобы один насос (в случае порчи второго) мог обслужить оба двигателя, т.е. его производительность должна быть на 100% больше нормальной.

Если на судне имеются механизмы, приводимые в действие сжатым воздухом, например, рулевые машинки, иногда из ресивера после первой ступени сжатия отбирается часть воздуха и лишь остаток его идет в последующие ступени сжатия. Само собой ясно, что в этом случае производительность насоса должна быть специально подсчитана в соответствии с потребностью сжатого воздуха для привода указанных механизмов. Кроме того в этом случае должна быть учтена неравномерная работа отдельных ступеней насоса.

Производительность насосов для распыла воздуха в двухтактных двигателях должна быть больше, чем в четырехтактных, в соответствии с тем, что при одинаковом литраже первые развивают большую мощность и, следовательно, сжигают больше горючего, чем последние. Так, если объем, описываемый поршнем насоса, по отношению к объему, описываемому всеми поршнями двигателя, будет составлять для четырехтактного двигателя 8—9%, то для двухтактного он будет составлять 10—16%.

Для стационарных двигателей, где не требуется такое количество воздуха для зарядки пусковых баллонов, как в судовых установках, принимаются меньшие производительности и в этом случае потребная производительность насоса может быть определена из формулы:

$$V_{\text{мин}} = 0,0195 \div 0,0275 C_i \cdot N_i \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (84)$$

где значения величин те же, что и в ф-ле (83).

Все подсчеты производительности насосов, само собой разумеется, относятся к ступени низкого давления.

5. Газовоздуходувки

Расчет производительности газовоздуходувок производится в зависимости от их назначения (работа на доменную печь, бессемеровскую печь и т.д.) и размеров обслуживаемых агрегатов.

В настоящее время наиболее распространены газовоздуходувки, приводимые в движение газовыми двигателями мощностью в 3000—5000 л.с. Эти агрегаты дают производительность около 1500—1800 м³/мин.

Определение расхода воздуха агрегатами, подобными доменным или бессеровым печам, является достаточно сложной задачей, разрешение которой ни по объему, ни по целевой установке не укладываются в рамки данной книги; поэтому интересующихся этим вопросом мы вынуждены отослать к специальным трудам по металлургии.

В качестве первого приближения можно указать на формулу акад. Павлова¹

$$V_{\text{мин}} = \frac{(1000 K \cdot C - c) 0,82 \cdot 4,38}{24 \cdot 60} \text{ м}^3/\text{мин},$$

где C — расход кокса в сутки в t ;

K — содержание в нем углерода в долях единицы;

c — количество углерода, переходящего в чугун.

Пример 18. Определить производительность продувочного насоса для 6-цилиндрового двигателя с обычной шелевой продувкой, с одним рядом высоких выпускных и низких продувочных окон, имеющего диаметр $D \approx 300$ мм, ход $S = 400$ мм, число оборотов $n_{\text{мот}} = 250$ в мин. и давление продувки — 1,32 атм.

Прежде всего надо выбрать коэффициент продувки для подобного насоса.

Проф. Гельд дает по этому вопросу следующие указания:

1) шелевая продувка с входом воздуха через один ряд окон, расположенных с одной стороны цилиндра, и выходом через один ряд, более высоких, окон с противоположной стороны — $\varphi = 1,65 - 1,8$;

2) шелевая продувка с таким же входом и выходом, но с окнами одинаковой высоты и применением золотников или клапанов для управления выпускными окнами — $\varphi = 1,55 - 1,70$;

3) шелевая продувка того же типа, что и в первом случае, но с дополнительным рядом впускных окон, управляемых клапаном (Зульцер) — $\varphi = 1,55 - 1,70$;

4) продувочный воздух поступает через клапаны, размещенные в крышке двигателя, а выпуск производится через шели, расположенные в нижней части цилиндра (прямоточная) или, наоборот, $\varphi = 1,35 - 1,55$.

Из приведенного следует, что для нашего случая надо выбрать коэффициент $\varphi = 1,65 - 1,8$. Возьмем $\varphi = 1,7$; тогда, пользуясь φ -дой (79), найдем:

$$V_{\text{мин}} = \frac{\pi D^2}{4} S n_{\text{мот}} \varphi = 1,7 \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 0,4 \cdot 250,6 = 72 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Пример 19. Определить производительность наддувочного насоса для судового двигателя, работающего на нефти с составом: $C = 0,86$, $H = 0,13$ и $O = 0,01$. Расход горючего на 1 э. л. с. — 180 г. Мощность двигателя — 500 л. с. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,6$. Давление наддува — 1,26 атм.

Прежде всего определим количество воздуха, потребное для сжигания 1 кг нефти.

$$L_{\text{теор}} = \frac{\frac{8}{3} C + 8 H - O}{0,23} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,13 - 0,01}{0,23} = 14,5.$$

$\alpha L_{\text{теор}} = 1,6 \cdot 14,5 = 23,2$ кг воздуха на 1 кг горючего.

Если мы учтем, что эффективная мощность двигателя равна индикаторной мощности, умноженной на механический коэффициент полезного действия, т. е. $N_e = N_i \eta_{\text{мех}}$, а эффективный расход горючего равен индикаторному расходу, деленному на $\eta_{\text{мех}}$, т. е. $C_e = \frac{C_i}{\eta_{\text{мех}}}$, то найдем, что

$$N_i \cdot C_i = N_e \eta_{\text{мех}} \frac{C_e}{\eta_{\text{мех}}} = N_e \cdot C_e.$$

Тогда, пользуясь формулой (80), получим:

$$G_{\text{мин}} = \frac{N_i \cdot C_i \cdot \alpha L_{\text{теор}}}{60} = \frac{500 \cdot 0,180 \cdot 23,2}{60} = 34,92 \text{ кг/мин},$$

а при $\gamma = 1,225$, т. е. на уровне моря и $t = 15^\circ\text{C}$.

$$V_{\text{мин}} = \frac{34,92}{1,225} = 28,5 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

¹ Б. М. Репин, Воздуходувные машины, изд. Кубуч, Ленинград 1933. Введение.

Пример 20. Определить в соответствии с нормами германского Ллойда производительность пускового насоса для реверсивного судового двигателя-дизеля мощностью в 800 л. с. в одновальной установке с числом оборотов 145 в мин. Минимальное давление, при котором может быть осуществлен пуск двигателя — 12 кг/см^2 . Механический к. п. д. двигателя $\eta_{\text{мех}} = 0,80$. Пусковые баллоны рассчитаны на нормальное давление в 28 ат.

Прежде всего определим коэффициенты C_1 и C_2 ; C_1 можно взять по таблице XII равным 72.

$$C_1 = 1 + \frac{P - 25}{100},$$

где P — максимальное давление в пусковом баллоне, т. е. по нашему условию 28 ат. Тогда

$$C_2 = 1 + \frac{28 - 25}{100} = 1,03.$$

Находим в соответствии с ф-лой (81):

$$J = \frac{N_s \cdot C_1 \cdot C_2}{\eta_{\text{мех}} (P - p)} = \frac{800 \cdot 72 \cdot 1,03}{0,80 (28 - 12)} = 4625 \text{ л.}$$

Так как двигатель является реверсивным, причем реверс производится сжатым воздухом, и установка одновальная, — этот запас надо увеличить на 60%, т. е. до ~7400 л.

По требованиям германского Ллойда это количество должно быть поставлено в течение 20 — 30 мин. Таким образом, производительность пускового насоса, принимая пополнение запаса за 20 мин., должна быть в данном случае

$$V_{\text{мин}} = \frac{7400}{1000 \cdot 20} = 0,37 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Часовая производительность насоса будет 22,32 м³/час.

Пример 21. Определить размеры пускового насоса для стационарного четырехцилиндрового дизеля мощностью в 420 л. с., с диаметром цилиндра $D = 350 \text{ мм}$ и ходом поршня $S = 480 \text{ мм}$.

Определим прежде всего объем одного цилиндра:

$$V_{\text{цил}} = \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} \cdot 0,48 = 0,0535 \text{ м}^3.$$

Примем, что из данного баллона требуется обеспечить четыре пуска в ход. Тогда $q = 4$. Пользуясь ф-лой (82), найдем:

$$V_{\text{мин}} = (0,3 \div 0,35) i \cdot V_{\text{цил}} q = 0,3 \cdot 6 \cdot 0,0535 \cdot 4 = 0,385 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Это дает производительность пускового насоса в 23 м³/час.

Пример 22. Определить производительность воздушного насоса, необходимого для обеспечения распыла горючего (P — до 80 ат) и наполнения пусковых баллонов, для дизеля мощностью в 650 л. с. расход горючего на 1 э. л. с. составляет 182 г/э. л. с. ч. Пользуясь ф-лой (84), получаем:

$$V_{\text{мин}} = (0,0195 - 0,0225) C_1 \cdot N_1 \approx 0,02 \cdot 650 \cdot 0,182 = 2,36 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Это дает 170 м³/час.

После того, как определены основные показатели — производительность и давление воздушных насосов для двигателей внутреннего сгорания — можно перейти к следующему этапу расчета — определению основных размеров воздушных насосов, потребной мощности для их привода и выяснению методов расчета основных элементов насосов на прочность.

С точки зрения методов определения основных размеров воздушных насосов их нужно разбить на три группы — 1) поршневые, 2) ротативные и 3) центробежные, — ибо каждой из этих групп присущи свои особенные способы определения этих величин.

III. Определение основных размеров воздушных поршневых насосов для двигателей внутреннего сгорания

Производительность поршневого воздушного насоса в зависимости от основных размеров его, каковыми являются ход и диаметр поршня и число оборотов, может быть определена по формуле:

$$V_{\text{мин}} = i \cdot F \cdot S n \eta_{\text{под}}, \quad (85)$$

где i — число сторон насоса, всасывающих извне воздух;

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня в м^2 ;

S — ход поршня в м ;

n — число оборотов в мин.;

$\eta_{\text{под}}$ — коэффициент подачи насоса.

Под числом сторон, всасывающих извне воздух, следует понимать для одноцилиндрового насоса простого действия одну сторону, всасывающую воздух из атмосферы; для такого же насоса двойного действия — две стороны; для двухцилиндрового простого действия — соответственно две всасывающие стороны, а для двухцилиндрового двойного действия — четыре стороны. При этом принимаются во внимание лишь ступени низкого давления.

Введем теперь обозначение: $\frac{S}{D} = \psi$.

Вводя в формулу (85) обозначение $S = \psi D$, найдем:

$$V_{\text{мин}} = i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \psi D n \cdot \eta_{\text{под}} = \frac{\pi}{4} \psi i \cdot D^3 n \cdot \eta_{\text{под}},$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_{\text{мин}}}{i \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot \eta_{\text{под}}}}. \quad (86)$$

Эта формула и является исходной для определения диаметра цилиндра насоса ступени низкого давления.

Нужно обратить внимание на то, что в этой формуле, при ее применении к насосу двойного действия мы пренебрегаем площадью штока. Это дает ошибку в производительности порядка 1,5 — 2%, которую можно считать вполне допустимой для предварительного расчета, поскольку входящая в формулу величина $\eta_{\text{под}}$ также не является точно известной и при выборе ее возможна ошибка, полностью перекрывающая ошибку от неучтения площади штока поршня.

Если произвести подсчет с учетом площади штока поршня, то получим для насоса двойного действия:

$$V_{\text{мин}} = (2F - f) S n \cdot i \cdot \eta_{\text{под}}, \quad (87)$$

где F — площадь поршня в м^2 ,

f — площадь штока в м^2 ,

а все прочие обозначения, как и в ф-ле (85).

Таким образом получив производительность насоса из ф-лы (86), мы видим, что расчет основных размеров сводится к выбору нескольких величин, а именно: величины i , числа оборотов n , отношения ψ , коэффициента $\eta_{\text{под}}$ и числа ступеней.

В отношении последнего действительно все, сказанное в разделе о многоступенчатом сжатии.

В качестве общего указания нужно считать, что, чем больше производительность насоса, тем большее число ступеней в пределах существующих норм следует для него выбрать.

Начнем с выбора величины i .

Для насосов для двигателей внутреннего сгорания вопрос о выборе числа всасывающих сторон решается довольно просто. Насосы для форсуночного и пускового воздуха обычно бывают не очень больших производительностей, но зато на довольно высокое давление, и поэтому выполняются простого действия, что удобно в связи с возможностью поместить в одном цилиндре несколько ступеней сжатия. Наличие промежуточных (между насосом и местом потребления) баллонов уменьшает важность вопроса о неравномерности подачи насоса простого действия.

Насосы для продувки и наддувки двигателей (следует отметить, что в последнее время они сравнительно редко делаются поршневыми), а также газовоздуходувки делаются обычно двойного действия из соображений равномерности подачи и большой производительности. Особую конструкцию с этой точки зрения представляет кривошипно-камерный продувочный насос, являющийся насосом простого действия.

Таким образом при выборе величины i можно руководствоваться следующей ориентировочной таблицей.

Таблица XIII

Назначение поршневого одноцилиндрового насоса	i
1. Насос пусковой	обычно 1
2. Насос для форсуночного воздуха	обычно 1
3. Продувочный насос кривошипного камерного типа . . .	1
4. Продувочный насос не кривошип. камерный	обычно 2
5. Надувочный насос (применяется сравнит. редко) . . .	обычно 2
6. Газовоздуходувка	2

Переходим к выбору числа оборотов насоса.

В подавляющем большинстве случаев число оборотов поршневого насоса, приводимого в движение от обслуживаемого двигателя, совпадает с числом оборотов последнего, которое является величиной известной. В сравнительно редких случаях прибегают к ускорению или замедлению насоса, и в таком случае обычно передаточное отношение не превосходит: $k = 1,5 \div 2,0$.

Критерием для выбора величины k , здесь, как и в случае насоса, не связанного приводом с двигателем, является средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{Sn}{30}$$

Так как ход поршня воздушного насоса, приводимого от обслуживаемого двигателя, обычно меньше хода поршня самого двигателя, то число оборотов насоса, как указывалось выше, может быть взято таким же, как и двигателя. При этом скорость поршня насоса получается даже несколько меньшей, чем скорость поршня двигателя, что с точки зрения износа материала цилиндра и поршня насоса является более благоприятным обстоятельством по сравнению с этими условиями для самого двигателя, и это тем более, что насос в термическом отношении работает в менее напряженных условиях, чем двигатель. Средние величины скоростей показаны в таблице XIV на стр. 132.

В случае привода насоса не от самого двигателя можно исходить из величин скоростей поршня, которые указаны в той же таблице, причем, из соображений износа материалов можно пользоваться всеми скоростями до 4 м/сек (не исключено также применение и больших скоростей—до $5—6 \text{ м/сек}$ включительно,—но для поршневых воздушных насосов для двигателей внутреннего сгорания обычно в этом нет необходимости; вообще, скорость поршня воздушных насосов не делается слишком большой, чтобы не увеличивать потери в клапанах, что понижает $\eta_{\text{обс}}$).

Следует еще раз подчеркнуть, что указанные скорости отнюдь не являются предельными и могут быть повышены по всем разделам до 4 м/сек и даже еще более, но при этом нужно учитывать, что в воздушных насосах выгодно иметь малые скорости воздуха. Приведенные в таблице величины являются средними полученными из рассмотрения значительного числа существующих конструкций и поэтому могут служить в качестве ориентировочных при первоначальном выборе величин c_m .

Таблица XIV

Тип насоса	Средние применяемые на практике значения (м/сек)
С приводом от двигателя, обслуживаемого насосом:	
Продувочные, для двигателей с диаметром до $\sim 550 \text{ мм}$	2,7 — 4,5
То же с диаметром свыше 550 мм	2,0 — 4,0
Для форсуночного воздуха для двигателей с диаметром до $\sim 450 \text{ мм}$	1,8 — 2,8
То же с диаметром свыше 450 мм	1,5 — 2,2
Пусковые	1,2 — 1,6
С приводом не от обслуживаемого двигателя:	
Продувочные	1,7 — 2,4
Для форсуночного воздуха, тихоходные	0,75 — 1,2
То же быстроходные	2 — 3,2
Пусковые	1,5 — 3,0
Газовоздуходувки	3,5 — 5,0

Нужно отметить, что причина понижения скорости для более крупных машин заключается в том, что мощные двигатели внутреннего сгорания — дизеля, — требующие насосов для продувки или распыла горючего являются большей частью судовыми и имеют значительно пониженные обороты (до 100 и меньше). Как следствие этого, и получаются относительно малые скорости. Вместе с тем имеются современные, мощные дизеля, работающие с редукторами числа оборотов; в них скорость поршня продувочного насоса доведена до 5 м/сек . Однако нужно отметить, что такое значительное увеличение скорости поршня несколько отражается на объемном коэффициенте засасывания в сторону его ухудшения.

Переходя к вопросу о выборе отношения $\frac{S}{D}$, следует отметить, что в значительном большинстве случаев воздушные насосы выполняются короткоходными, так как часто они должны давать большую производительность, что эффективнее получается за счет диаметра, чем за счет хода. Кроме того при этом относительно меньше скорости поршня, а следовательно, лучше $\eta_{об}$.

В среднем можно указать следующие применяемые на практике величины отношений $\frac{S}{D}$ (см. таблицу XV).

Таблица XV

Тип насоса	$\frac{S}{D}$
Продувочные с приводом от обслуживаемого двигателя	0,5 — 0,7 — 1,0
То же не от обслуживаемого двигателя	0,7 — 1,0
Для форсуночного воздуха с приводом от обслуживаемого двигателя	0,7 — 1,2
То же не от обслуживаемого двигателя	0,6 — 0,4
Газовоздуходувки	0,5 — 0,6
Пусковые	0,5 — 0,8

Проф. Герман рекомендует при малых скоростях поршня $\frac{S}{D} = 1,1 - 1,3$, при больших $\frac{S}{D} = 0,65 - 0,9$.

Эти величины также являются ориентировочными, пригодными для первоначальных подсчетов.

Необходимо отметить, что теоретически наиболее выгодным является соотношение $\frac{S}{D} = 1$, ибо при данном рабочем объеме тогда получаются наивыгоднейшие (наименьшие) поверхности цилиндра и вес его. Это следует из того, что минимум выражения для поверхности цилиндра

$$F = \pi DS + 2 \frac{\pi D^2}{4} \quad (88')$$

имеет место именно при $\frac{S}{D} = 1$. Введем обозначение $SD^2 = A$; тогда будем иметь, вместо ф-лы (88'):

$$F = \pi \left(\frac{A}{D} + \frac{D^2}{2} \right). \quad (88)$$

Возьмем первую производную от F по D и приравняем ее нулю; тогда:

$$\frac{d(F)}{dD} = -\frac{A}{D^2} + D = 0 \quad \text{и} \quad D = \sqrt[3]{A} = \sqrt[3]{SD^2}.$$

Далее, $D^3 = SD^3$, откуда следует: $D = S$, т. е.

$$\frac{S}{D} = 1.$$

Как видим из таблицы XV, значения $\frac{S}{D}$, применяемые на практике, лежат, в общем, довольно близко к приведенному соотношению.

Наконец, переходим к величине коэффициентов подачи $\eta_{\text{под}}$. Коэффициент подачи $\eta_{\text{под}} = \frac{\eta_{\text{об}}}{\eta_{\text{сж}}}$, где $\eta_{\text{об}}$ — объемный к. п. д.

Как уже указывалось, $\eta_{\text{об}}$ зависит от величины вредного пространства и отношения давлений в данном насосе. Эта зависимость для адиабатического сжатия дана в виде графика на фиг. 83, где по оси абсцисс нанесены величины вредного пространства в процентах от всего объема цилиндра, а по оси ординат — величины $\eta_{\text{об}}$ в процентах. Каждая из линий соответствует определенному отношению давлений.

Пример 23 Вредное пространство в насосе составляет 4% от всего объема цилиндра. Отношение давлений всасывания и сжатия составляет 4. Находим на пересечении вертикали из точки, соответствующей 4% с линией, соответствующей $\frac{P_2}{P_1} = 4$, точку, которой соответствует на оси ординат: $\eta_{\text{об, теор}} = 93,25\% = 0,9325$.

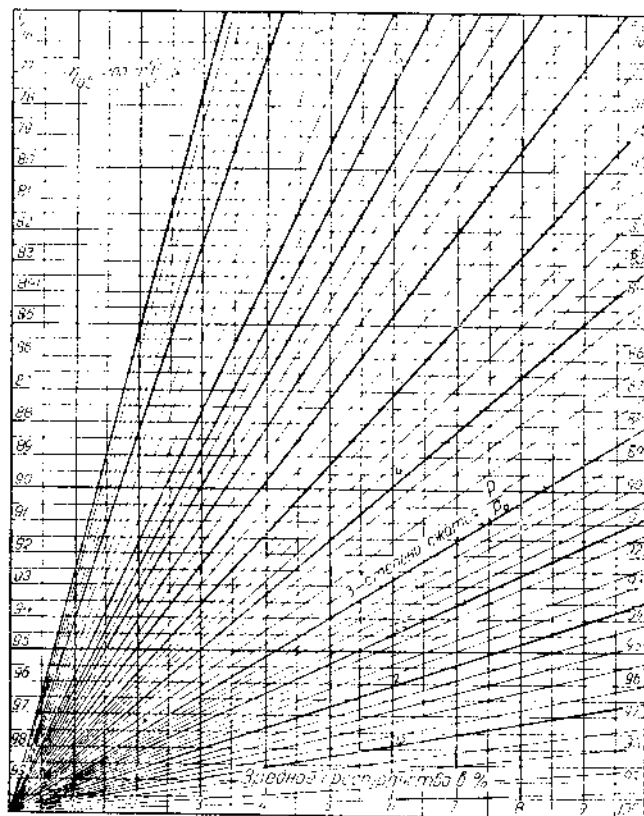
Практические величины $\eta_{\text{об}}$ для насосов с автоматическим клапанным распределением лежат в пределах 0,85 — 0,95. Для насосов с уравнением давлений (например, по способу проф. Веннера) $\eta_{\text{об}}$ несколько выше.

Проф. Гельд,¹ дает следующие данные для дизельных трехступенчатых насосов для форсуночного воздуха (см. таблицу XVI).

¹ Проф. Гельд, Судовые двигатели-дизеля; ч. I, изд. 1922 г., стр. 100.

Ц и л и н д р	Клапанное распределение		Золотниковое распределение	
	$\gamma_{об}$	a (%)	$\gamma_{об}$	a (%)
Низкого давления	0,75	1,5—2	0,7—0,75	3,0—6,0
Среднего давления	0,9—0,95	1,5—2	0,8—0,85	6,0—10,0
Высокого давления	0,4—0,65	1,5—3	—	—

Нужно однако заметить, что, вообще говоря, применение золотников уменьшает вредное пространство и увеличивает $\gamma_{об}$.



Фиг. 83.

Для золотниковых распределений $\gamma_{об}$ можно принять близким к 0,95—0,97.¹

В формулу для подсчета производительности входит величина $\gamma_{пол} = \xi \gamma_{об}$. Коэффициент ξ учитывает потери, имеющие место в самом насосе; его величина колеблется от 0,85—0,95 для старых, насосов и до 0,95—0,97—для новых, исправных.

В соответствии с этим получается:
для насосов с клапанным распределением:

$$\gamma_{пол} = \xi \gamma_{об} = (0,85 : 0,9)(0,85 : 0,95) = 0,72 : 0,9;$$

¹ См. также главу о влиянии вредного пространства.

Для насосов с золотниковым распределением:

$$\eta_{\text{пол}} = (0,85 \div 0,97) (0,85 \div 0,95) = 0,8 \div 0,92.$$

В. И. Поликовский рекомендует следующие средние величины при значениях ε от 0,8 до 0,97: для клапанного распределения $\eta_{\text{пол}} = 0,75 \div 0,85$, для золотникового $\eta_{\text{пол}} = 0,75 \div 0,9$, т. е. величины, близкие к приведенным.

Для крупных газозовдухов (тихоходные горизонтальные насосы двойного действия) можно принимать $\eta_{\text{пол}} = 0,85 \div 0,9$ (верхний предел для числа оборотов порядка 70 ÷ 80 в мин.).

Этими данными и следует руководствоваться при выборе величин, необходимых для расчета производительности воздушных поршневых насосов.

Ниже приводится ряд таблиц с данными о воздушных поршневых насосах различного назначения и обслуживаемых ими двигателях; эти данные позволяют ориентироваться при выборе отдельных величин в указанных выше пределах.

Таблица XVII

Одноступенчатые насосы двойного действия и низкого давления (до примерно 2,0 ат)
с приводом не от обслуживаемого двигателя

З а в о д	Произво- дитель- ность (м³/мин)	Диаметр <i>D</i>	Ход <i>S</i>	Число оборотов в мин.	Средняя скорость поршня $c_m = \frac{S\pi}{30}$	$\frac{S}{D}$	Вес на 1 м³/мин произво- дитель- ности (кг)
Клейн, Шандлин и Беккер	0,43	110	100	250	0,835	0,91	—
Брейтфельд и Давек . .	1,1	150	150	250	1,25	1,0	—
Демаг	2,2	225	150	228	1,14	0,665	—
Вортингтон	3,0	190,8	152,4	350	1,75	0,8	—
Флотман	5,7	265	200	300	2,0	0,755	—
Брейтфельд и Давек . .	10,0	350	300	170	1,7	0,86	—
Амаг Гильперт	17,5	360	450	101	2,41	0,85	—
Геддик и Рете	24,1	560	280	180	1,68	0,5	77
Борзиг	36,2	600	580	130	2,5	0,97	—

В таблицах XIX, XX, XXI и XXII указаны также данные об отношениях площадей ступени низкого давления к ступени среднего или высокого давления.

Вообще говоря, отношение этих площадей лежит вблизи теоретической величины с колебаниями как вверх, так и вниз. Величина этого отношения зависит от процессов теплообмена, т. е. показателя политропы, величины вредного пространства, полноты промежуточного охлаждения, режима работы, состояния насоса, специальных требований в смысле величины промежуточных давлений и пр. В силу этого в различных насосах и имеют место отклонения этой величины от ее теоретического значения.

Дать определенные указания, когда и какие принимать отношения площадей на основе существующего материала не представляется возможным. Поэтому вопрос этот разрешается в каждом отдельном случае в соответствии с имеющимся опытом и требованиями к условиям работы данной машины. Для общей ориентировки в этом вопросе при выборе отношений площадей в отдельных цилиндрах многоступенчатых насосов

Одноступенчатые продувочные насосы двойного действия с приводом от обслуживаемых двигателей

Завод	Тип насоса	Основные данные двигателя			Основные данные насоса				Отношение объема цилиндров насосов к объему цилиндров двигателя	Средняя скорость поршня $\frac{S_n}{60} = 30$	$\frac{S}{D}$	Производительность на 1 л. с. (л/сек)
		N_e	n	Число цилиндров i	Диаметр D	Ход S	Ориентировочная производительность (л/мин)	Число насосов на двигатель				
Фиат ¹	Одноцилиндровые с приводом	—	300	4	330	240	10,8	1	1,56	2,4	0,725	—
Крупп ²		—	400	6	650	350	16,6	1	1,395	4,65	0,533	—
Нобель	от кривошипа коренного вала	—	275	6	675	400	68,2	1	1,59	3,66	0,593	—
Нобель		600	210	4	710	500	72,5	1	1,42	3,51	0,704	2,25
Шнейдер	(отдельно стоящие на раме двигателя)	925	234	4	725	560	97,8	1	1,275	4,37	0,774	1,76
Карель		—	175	4	885	700	139	1	1,57	4,07	0,992	—
Зульцер ³		1200	135	6	1200	650	181	1	1,712	2,93	0,541	2,33
Нобель	с приводом	1200	100	4	720	718	51,35	2	1,34	2,39	1,0	1,43
Карель		1600	130	6	770	710	78,8	2	1,165	3,08	0,923	1,64
Блом и Фосс	коромыслом	1200	120	4	850	650	81	2	1,415	2,6	0,715	2,25
Шнейдер	от кривошипа двигателя	—	150	6	870	700	114,9	3	1,53	3,5	0,805	—
Гер. Верфь		1675	107	6	930	765	102	2	1,325	2,73	0,824	2,03
Ансальдо	/	2300	130	6	960	700	121	3	1,81	3,04	0,728	1,575
Нептун		—	100	6	1062	847	137,5	3	1,34	2,82	0,791	—
Нобель — Бургсдорф		2000	100	4	1075	800	129	2	1,595	2,67	0,745	1,41
Земмер	Горизонтальный на штоке газовой машины с цилиндром 1250 мм для дозарядки	4100	94	2	1150	1500	125	2	0,425	4,7	1,34	0,305

¹ Кернер, Конструирование дизелей, изд. 1929 г., вып. IV, фиг. 596.² Ibid., фиг. 535.³ Труды Укр. научно-исследовательского ин-та двиг. внутр. сгорания, изд. 1932 г. Инж. Гиришбер, Татаренко и Покровский, Результаты исследования судового двигателя дизеля, системы Зульцера марки 6S47, стр. 5.

Многоступенчатые насосы высокого давления (до 60–80 и до 100 ат) с приводом не от обслуживаемого двигателя

Завод	Тип насоса	Макс. давление	Ориент. производительность (м³/мин)	Диаметр D	Ход S	Число оборотов в мин.	Средняя скрость поршня $S_n = \frac{S_n}{30}$	$\frac{S}{D}$ по цилиндрическому давлению	Вес в кг на 1 м³/мин произв.водительности	Отношения	
										$\frac{F_{ц. н. д}}{F_{ц. с. д}}$	$\frac{F_{ц. с. д}}{F_{ц. в. д}}$

Д в у х с т у п е н ч а т ы е

Рато . . .	1 - цил. верт.	80	0,205	76/23	100	500	1,67	1,32	750	9,95	
Зульцер¹ .	1 - цил. верт.	70	0,3166	110/35	120	600	2,4	1,09	133	8,98	
Рато . . .	1 - цил. верт.	80	0,945	140/50	200	350	2,44	1,43	430	6,85	
Бальке . .	1 - цил. верт.	60	1,66	200/—	200	400	2,66	1,0	—	—	
Рато . . .	2 - цил. верт.	80	1,88	140/50	200	350	2,44	1,43	354	6,85	
Зульцер¹ .	2 - цил. верт.	70	3,33	240/80	140	450	2,1	0,585	340	8,01	

Т р е х с т у п е н ч а т ы е

Рато . . .	1 - цил. верт.	150	0,233	85/76/15	100	425	1,41	1,18	835	4,82	6,45
Рато . . .	1 - цил. верт.	150	0,710	125/112/23	160	375	2,0	1,28	536	4,9	5,85
Рато . . .	1 - цил. верт.	150	1,060	160/140/28	200	275	1,83	1,25	534	4,13	7,65
Зульцер¹ .	1 - цил. верт.	70	4,16	310/270/70	180	400	2,4	0,58	494	3,93	4,73
Зульцер¹ .	2 - цил. верт.	70	11,33	360/310/80	180	400	2,4	0,5	251	3,68	5,75
Цаикаузский машиностроительный завод . .	1 - цил. гориз.	100	13,33	600/530/135	400	155	2,07	0,667	751	4,33	4,33

¹ См. Гиршберг, Поршневые компрессоры, табл. 68, стр. 211.

Многоступенчатые насосы высокого давления (до 60—85 ат) с приводом от обслуживаемого двигателя (для распыла горючего)

Завод	Тип насоса	Основные данные двигателя			Основные данные насоса						Средняя скорость поршня $c_m = \frac{S_n}{30}$	Отношения	
		N_e	η	Число цилиндров ¹	Диаметр D	Ход S	Ориентировочная производительность $л^3/мин$	Число насосов на машине	$F_{ц.д.д}$ $F_{ц.с.д}$	$F_{ц.с.д}$ $F_{ц.в.д}$			
Д в у х с т у п е н ч а т ы е													
Дойтше-Верке (Киль)	1-цил. верт.	—	300	3	130/50	275	0,629	1	2,2	2,11	5,22		
Де-Бердофф	1-цил. верт.	—	260	3	180/55	190	0,955	1	1,645	1,953	9,7		
Граф	1-цил. верт.	—	120	4	200/70	160	0,475	1	0,642	0,801	7,15		
Дойтше-Верке	1-цил. верт.	—	215	4	265/80	300	2,81	1	2,15	1,135	9,95		
* Т р е х с т у п е н ч а т ы е													
Дейдлер	1-цил. верт.	—	375	6	244/212/50	190	2,56	1	2,38	0,778	3,91	6,0	
Валсид	1-цил. верт.	600	120	6	300/245/82	380	5,35	2	1,52	1,265	2,78	4,45	
Нобель	1-цил. верт.	600	210	4	330/295/70	360	5,37	1	2,52	1,09	4,75	4,46	
Дойтше-Верке (Киль)	1-цил. верт.	—	300	3	380/330/90	250	6,6	1	2,5	0,658	3,83	4,39	
Шнейдер	1-цил. верт.	925	234	4	410/372/80	360	9,05	1	2,81	0,88	4,45	4,61	
Круиз	1-цил. верт.	800	225	6	460/410/110	380	11,4	1	2,85	0,8	4,58	3,6	
Зульцер ²	1-цил. верт.	1200	140	6	560/510/120	400	11,8	1	1,87	0,715	3,58	3,73	
Кочил	1-цил. верт.	1250	120	6	580/500/150	550	14,6	1	2,2	0,95	3,63	3,83	
АБС	1-цил. верт.	—	125	6	600/540/120	350	10,7	1	1,46	0,582	5,06	4,75	
Дойтше-Верке (Киль)	2-цил. верт.	—	175	3	300/155/70	300	3,22	1	1,75	1,0	4,72	3,9	
Рисель	4-цил.	1600	130	6	2495/355/178	254	11,4	1	1,1	0,514	3,89	3,98	

1 Магг. Двигатели Дизель на немецк. языке, изд. 1926 г., стр. 150—152.

2 Ibid, стр. 127—132.

3 См. примечание 3, на стр. 135.

Одно- и двухступенчатые насосы на давления до 30 ат с приводом не от обслуживаемого двигателя (пусковые)

Таблица XXV

Запол	Тип насоса	Число ступеней	Макс. давление	Ориент. производительность (м³/мин)	Диаметр D	Ход S	Число оборотов в мин.	Средняя скорость $c_m = \frac{S}{30}$	$\frac{S}{D}$	Рес (кг/м³/сек)	Отношение $\frac{F_{a, n, o}}{F_{a, v, o}}$
Бруннер	1-цил. верт.	1	11,0	0,150	41,3	38,1	500	0,635	0,92	225	—
Кертис	верт. (с возд. охлажд.)	1	12	0,045	59,8	41,5	600	0,74	0,875	—	—
Клейн, Шандан и Беккер	то же	1	15	0,073—0,11	60	50	950—1150	1,57—2,6	0,835	—	—
Рато	то же	1	12	0,36	76	100	800	2,63	1,25	278	—
Воррингтон	то же	1	до 16	0,278	88,9	101,6	570	1,86	1,14	—	—
Клейн, Шандан и Беккер	то же	1	15	0,33	100	80	600	2,55	0,8	—	—
Рато	то же	1	12	2,2	160	200	550	3,67	1,25	146	—
Геллих и Реле	то же	1	12	0,4	120	70	550	1,23	0,585	326	—
Рато	2-цил. верт.	1	12	4,4	160	200	560	3,67	1,25	146	—
Воррингтон	2-цил. верт.	1	16	2,7	203,2	150,4	565	2,84	0,74	—	—
Кертис	1-цил. верт.	2	12,7	0,164	76,2	41,3	800	2,03	1,0	—	2,4
Рато	1-цил. верт.	2	30	0,36	100/40	100	550	1,83	1,0	432	5,24
Джонс	1-цил. верт.	2	10	2,78	225	170	700	2,33	0,445	—	2,33
Круш	1-цил. верт.	2	25—30	4,35	280/240	330	275	2,92	1,18	—	3,78
Гарелли	1-цил. отдельный компрессор	1	25	0,18	40	40	3200—4200	4,17	5,6	—	—
Гарелли	то же	1	25	0,19	60	60	2680	5,36	1,0	—	—
Воллерен	то же	1	—	0,203	76,2	88,9	500	1,48	1,165	—	—

Журнал "Motorship" за 1932 г. Ноябрь, стр. 292.

Таблица XXII
Одно- и двухступенчатые насосы на давления до 30 ат с приводом от обслуживаемого двигателя (пусковые)

Завод	Тип насоса	Основные данные двигателя			Основные данные насоса					Средняя скорость $c_m = 30$	$\frac{S}{D}$	Отношение $\frac{F_{ц.н.д}}{F_{ц.в.д}}$	Примечание
		N_e	n	Число цилиндров i	Диаметр D	Ход S	Число оборотов в мин.	Ориентировочная производительность (m^3/min)	Число ступеней				
BMW	1-цил. верт.	200	1580	6	35	25	2200	0,042	1	1,84	0,715	—	число оборотов прибал.
Зульцер ¹	1-цил. верт.	150	450	6	70	80	450	0,123	1	1,2	1,14	—	—
Рикардо Бродерху	1-цил. верт.	150	1000	6	—	—	450	0,2	1	1,15	0,91	—	данные прибал.
Русский Дизель	1-цил. верт.	300	300	6	100	100	300	0,21	1	1,0	1,0	—	то же
Фербенкс Морзе	1-цил. верт.	150	400	6	127	101,6	400	0,463	1	1,35	0,795	—	то же
ХПЗ	1-цил. верт.	470	250	4	—	—	250	0,485	—	1,17	1,0	—	то же
Фербенкс Морзе	1-цил. верт.	210	360	6	152,4	114,3	300	0,678	1	1,37	0,75	—	—
Фербенкс Морзе	1-цил. верт.	400	250	6	203,2	152,4	250	1,11	1	1,27	0,75	—	—
Дешамп	1-цил. horiz. 2-ступ.	1200	1600	12	—	—	1600	0,115	2	1,6	0,50	—	данные прибал.
Дейн	1-цил. верт. 2-ступ.	200	300	4	135/115	70	300	0,273	2	0,7	0,52	3,65	—
Грау, Маш. 3-д.	1-цил. верт. 2-ступ.	200	400	6	—	—	400	0,2	2	0,91	0,665	2,9	данные прибал.

¹ По данным обмера машин.

Насосы газовоздуходувных машин на давления до 1,5—2 ат раб (горизонтальные двойного действия)

Таблица XXIII

Завод	Основные данные газových машин			Основные данные насоса				Средняя скорость $\frac{S_n}{c_n} = \frac{S}{30}$	$\frac{S}{D}$	Конечное давление ата
	N_e	n	i	Диаметр D	Ход S	Число цилиндров	Ориент. произв.водительность (м ³ /мин)			
Эргард и Земмер	1500	90—115	2	2 100	1100	1	750	3,3—4,22	0,525	2
Зигенское машиностроительное общество	2000	102	2	2 400	1400	1	1 100	4,75	0,575	0,7—1,0
Тиссен	4700	80	2	2 550	1500	1	850	4,0	0,59	2,5
Эргард и Земмер	7720	80	4	3 000	1600	2	2 750	4,27	0,535	1,5
Эргард и Земмер	3860	80	2	3 250	1600	1	1 800	4,27	0,492	1,1
Ман ¹	4000	94	2	3 150	1500	1	1 460	4,7	0,475	1,0
Тиссен	5500	107	2	3 500	1400	1	2 000	5,0	0,4	2,5
Эргард и Земмер	6000	70	2	3 500	1600	1	1 800	3,73	0,457	2—3

Таблица XXIV

$P_{кон}$	15	25	30	60	80	100	150
Двухступенчатый насос							
$\sqrt{\frac{P_{кон}}{P_{нач}}} = \sqrt{\varepsilon}$	3,873	5,0	5,177	7,746	8,914	10	12,25
Теоретическое							
$\frac{F_{ц. н. д}}{F_{ц. в. д}} = \frac{V_{нач}}{V_{кон}} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{1,3}$	2,835	3,44	3,695	4,82	5,384	—	—
Практически применяемое $F_{ц. н. д} / F_{ц. в. д}$							
	2,3—2,8	2,9—4,0		5,2—9,8		—	—
Трехступенчатый насос							
$\sqrt[3]{\frac{P_{кон}}{P_{нач}}} = \sqrt[3]{\varepsilon}$	—	—	—	3,915	4,319	4,641	5,31
Теоретическое							
$\frac{F_{ц. н. д}}{F_{ц. с. д}} = \frac{F_{ц. с. д}}{F_{ц. в. д}} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{1,3}$	—	—	—	2,86	2,99	3,251	3,91
Практически применяемые							
$\frac{F_{ц. н. д}}{F_{ц. с. д}}$	—	—	—	3,0—4,5		4,0—5,0	
$\frac{F_{ц. с. д}}{F_{ц. в. д}}$	—	—	—	3,6—4,6		1,3—1,5	

¹ По данным предложения завода на поставку газовоздуходувки для Дэлбасса.

приведена сводка (таблица XXIV) теоретических значений отношения площадей для применяемых отношений давления и практических значений этих отношений в существующих насосах. Все величины теоретического отношения площадей взяты в предположении, что сжатие протекает по политропе с показателем 1,3 и от начального давления $p_{нач} = 1,0 \text{ ат.}$

Как видно из таблицы, практически применяемые отношения для высоких давлений довольно сильно отличаются от теоретических в сторону увеличения отношений. Причина этого в частности лежит, вероятно, в желании застраховать себя от возможностей недодачи давления при наличии сильных утечек из цилиндров. Это подтверждается также и тем, что эти отношения все сильнее отклоняются в сторону увеличения с возрастанием развиваемого насосом давления (так для давлений порядка 15 ат, они очень близки к теоретически подсчитанным и даже меньше их). Нужно еще отметить, что величины отношений имеют некоторую тенденцию к уменьшению для больших насосов.

Таким образом схема расчета поршневого насоса — одноступенчатого или многоступенчатого — сводится к определению диаметра поршня по ф-ле (86) или ф-лам (85) и (87) на основе выбранных в соответствии с указанным выше данными величин: $\frac{S}{D}$, c_m , $\eta_{плд}$ и i .

Для многоступенчатого насоса к этому прибавляется выбор отношения площадей поршней в отдельных цилиндрах.

Пример 23а. Произведем расчет основных размеров насоса по данным примера 22. Было найдено, что для обслуживания форсунок дизеля в 650 л. с. необходим компрессор на давление до 80 ат с производительностью в 2,36 м³/мин. Двигатель делает 130 об/мин. Насос приводится в действие от самого двигателя.

Выберем основные величины, так как требуется давление до 80 ат при относительно большой производительности. Остановимся на трех ступенях.

Число всасывающих сторон для одноцилиндрового насоса, каковым является данный, исходя из существующей в этом отношении практики, будет $i = 1$.

Число оборотов здесь является величиной, заданной и равной 130 в мин., так как никаких оснований к применению ускорительных или замедлительных передач в данном случае не имеется. Далее переходим к выбору отношения $\frac{S}{D}$. Для машин данного типа $\frac{S}{D} = \psi$

согласно таблице XV лежит в пределах 0,7 — 1,2. Примем $\psi = 1,0$. И, наконец, выберем величину $\eta_{плд}$. Принимая для данного насоса клапанное распределение, остановимся на величине $\eta_{плд} = 0,85$. Тогда по ф-ле (80) найдем:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{мин}}{\pi \cdot \psi \cdot n \cdot \eta_{плд}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2,36}{\pi \cdot 1,0 \cdot 130 \cdot 0,85}} = 0,648 \text{ м.}$$

Следовательно, $S = 1,0 \cdot 0,648 \approx 650 \text{ мм}$ и

$$c_m = \frac{Sn}{30} = \frac{0,65 \cdot 130}{30} = 2,82 \text{ м/сек,}$$

т. е. в пределах, указанных в таблице XIV.

Так как насос трехступенчатый на примерное конечное давление до 80 ат, то отношение площадей цилиндров должно теоретически составлять около 4. Практические величины, приведенные в таблице XXIV дают: для ступеней низких давлений — 3,0 — 4,5 и для ступеней высоких давлений — 3,6 — 4,6.

Выберем величины $\frac{F_{ц. н. д}}{F_{ц. с. д}} = 3,5$ и $\frac{F_{ц. с. д}}{F_{ц. в. д}} = 4,0$.

Тогда будем иметь следующие значения величин рабочих площадей:

Ступени низкого давления $\frac{\pi \cdot 648^2}{4} = 3297,92 \text{ см}^2$;

Ступени среднего давления $\frac{F_{ц. н. д}}{3,5} = 942 \text{ см}^2$;

Ступени высокого давления $\frac{F_{ц. с. д}}{4} = 236 \text{ см}^2$.

Так как насос трехступенчатый, то очевидно площади наиболее целесообразно расположить так, чтобы цилиндр высокого давления расположился над цилиндром низкого давления, а цилиндр среднего давления — под цилиндром низкого давления. Тогда будем иметь следующие диаметры поршня (см. фиг. 84), исходя из суммарных площадей;

$$F_{ц. в. д.} = 236 \text{ см}^2; D_{ц. в. д.} \cong 17,4 \text{ см и окончательно, } F_{ц. в. д.} = 237,79 \text{ см}^2;$$

$$F_{ц. н. д.} = 3297,92 + 237,79 = 3525,65 \text{ см}^2; D_{ц. н. д.} = 67,1 \text{ см};$$

$$D_{ц. с. д.} = \sqrt{\frac{(F_{ц. н. д.} - F_{ц. с. д.}) \cdot 4}{3,14}} = \sqrt{\frac{(3525,65 - 937,95) \cdot 4}{3,14}} = 57,4 \text{ см}.$$

В результате имеем окончательные данные насоса:

	Ц. н. д.	Ц. с. д.	Ц. в. д.
Диаметр (мм)	670	574	174
Рабочая площадь (см ²)	3287,86	937,95	237,79
Отношение $\frac{F_{ц. н. д.}}{F_{ц. с. д.}}$	3,51		—
Отношение $\frac{F_{ц. с. д.}}{F_{ц. в. д.}}$	—	3,95	
$\frac{P_{кон}}{P_{нач}}$ при $m = 1,3$	5,085	5,964	
n (об./мин)		130	
S (мм)		650	
$\left(\frac{S}{D}\right)_{ц. н. д.}$		0,98	
$\epsilon_m = \frac{Sn}{30}$ (м/сек)		2,82	
$V_{мин}$ (м ³ /мин)		2,36	

Пример 24. Рассчитать основные размеры воздушного цилиндра газовойдувки, дающей 1500 м³/мин.

Газовая часть, приводящая в движение насос, имеет ход в 1300 мм и число оборотов — 80 в мин. Берем $\gamma_{под} = 0,85$ и находим из ф-лы (87):

$$V = (2F - f) Sn \gamma_{под};$$

$$2F - f = \frac{V}{S \cdot n \cdot \gamma_{под}} = \frac{1500}{1,3 \cdot 80 \cdot 0,85} = 17 \text{ м}^2.$$

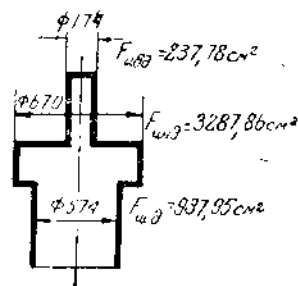
Для газовойдувочных машин площадь, занимаемая штоком, составляет обычно от 1 до 3% от всей площади. Примем, что $f = 0,015F$; тогда

$$2F + 0,015F = 2,015F = 17 \text{ м}^2;$$

$$F = \frac{17}{2,015} = 8,45 \text{ м}^2,$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,45}{3,14}} = 3,25.$$



Фиг. 84.

Таким образом, для данной газовой воздуховки имеем:

$$D = 3250 \text{ мм}, \quad S = 1300 \text{ мм}, \quad n = 80 \text{ об/мин},$$

$$c_m = \frac{Sn}{30} = \frac{1,3 \cdot 80}{30} = 3,45 \text{ м/сек.}$$

IV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ПОРШНЕВЫМИ ВОЗДУШНЫМИ НАСОСАМИ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Выше была выведена ф-ла (11), дающая в общем случае работу, потребляемую воздушным насосом при отсутствии потерь, на 1 кг воздуха:

$$E_{\text{собщ}} = \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (11)$$

В случае многоступенчатого сжатия мы имеем:

$$E_{\text{многоступ. собщ}} = n \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_{\text{пром}}}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right],$$

или

$$E_{\text{многоступ. собщ}} = n \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{mn}} - 1 \right]. \quad (23)$$

Совершенно очевидно, что потребляемая всем насосом работа будет, во-первых, пропорциональна количеству нагнетаемого воздуха и, во-вторых, больше теоретической на величину потерь. Тогда имеем мощность, потребляемую насосом, в виде:

$$N = \frac{E_{\text{собщ}} \cdot G_{\text{мин}}}{60 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ л. с.}, \quad (89)$$

где $G_{\text{мин}}$ — количество воздуха в мин. в кг.;

η — коэффициент, учитывающий потери в насосе;

$E_{\text{собщ}}$ — работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа и выбираемая в соответствии с типом насоса.

С другой стороны, как и для всякой поршневой машины, мощность можно представить в зависимости от условного среднего давления в цилиндре (так называемое среднее эффективное давление). При этом будем иметь:

$$N = \frac{i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot p_m \cdot 10000}{75 \cdot 60 \cdot \eta}, \quad (90)$$

где p_m — среднее давление в цилиндре насоса в кг/см². Сравнивая выражения (90) и (89), найдем:

$$\frac{E_{\text{собщ}} \cdot G_{\text{мин}}}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot p_m \cdot 10000}{60 \cdot 75 \cdot \eta}$$

или

$$E_{\text{собщ}} \cdot G_{\text{мин}} = i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot 10000 p_m$$

Учитывая, что

$$G_{\text{мин}} = \frac{i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \eta_{\text{пол}}}{v},$$

где v — удельный объем воздуха, найдем, что

$$E_{\text{собщ}} = \frac{v \cdot p_m \cdot 10000}{\eta_{\text{пол}}},$$

$$p_m = \frac{\eta_{\text{под}} \cdot E_{\text{собщ}}}{v \cdot 10000} \text{ кг/см}^2, \quad (91)$$

иначе говоря, *среднее давление может быть рассматриваемо, как работа, отнесенная к 1 м³ засосанного воздуха.*

Действительно, если работа измеряется в кг·м, а объем в м³, то результат деления их

$$\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

дает величину измерений давления. Это обстоятельство позволяет упростить расчеты потребной мощности.

Необходимо отметить, что из ф-лы (89) и последующих вытекает, что удельная работа, потребляемая насосом, не зависит от его размеров, числа оборотов и пр., а лишь от состояния воздуха в начале процесса, протекания процесса сжатия (теплоотдача и степень сжатия) и количества засосанного воздуха.

Сказанное позволяет написать следующее выражение для удельной мощности:

$$N_{\text{уд. инд}} = \frac{N_{\text{инд}}}{V}, \quad (92)$$

где $N_{\text{уд. инд}}$ — мощность в цилиндре, отнесенная к 1 м³ засосанного воздуха, в л. с.;

$N_{\text{инд}}$ — вся мощность, отдаваемая воздуху в рабочем цилиндре;

V — количество засосанного воздуха в м³.

Аналогично можно написать:

$$N_{\text{уд. общ}} = \frac{N}{V} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_m \cdot V} = \frac{N_{\text{уд. инд}}}{\eta_m}, \quad (93)$$

где N — полная мощность, потребляемая насосом;

$N_{\text{уд. общ}}$ — мощность на валу насоса, отнесенная к 1 м³ засосанного воздуха, в л. с.

На основании предшествующих определений можно написать, что:

$$N_{\text{уд. инд}} = \frac{P_m}{75}, \quad (94)$$

Очевидно, что

$$N_e = \frac{N_{\text{уд. общ}} \cdot V_{\text{мин}}}{60} = \frac{N_{\text{уд. инд}} \cdot V_{\text{мин}}}{\eta_m \cdot 60} = \frac{P_m \cdot V_{\text{мин}}}{75 \cdot 60 \cdot \eta_m}. \quad (95)$$

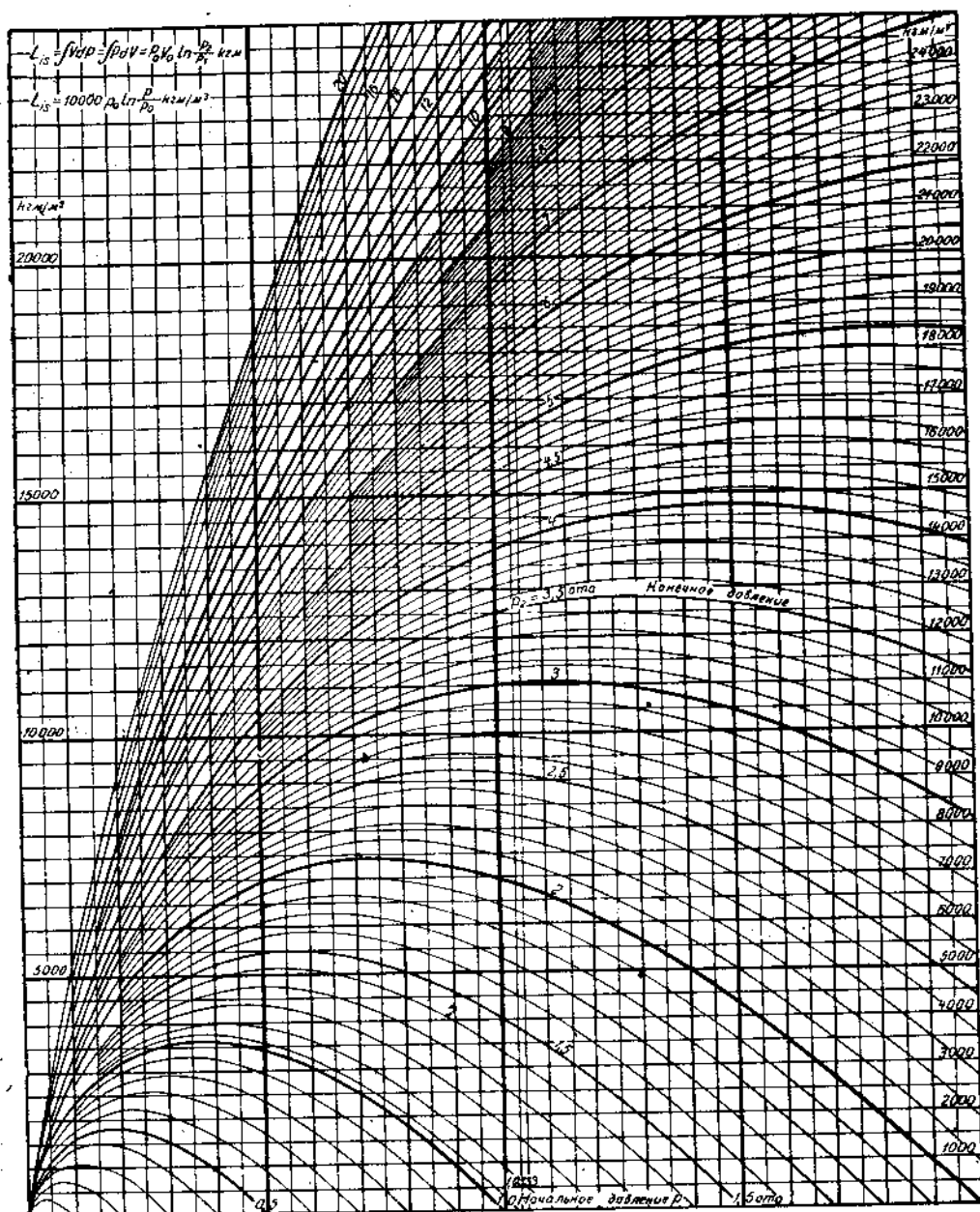
Последней ф-лой и пользуются для подсчета мощности, потребляемой насосом, вводя в нее значение

$$P_m = E_{\text{собщ}} \cdot 1 \text{ м}^3,$$

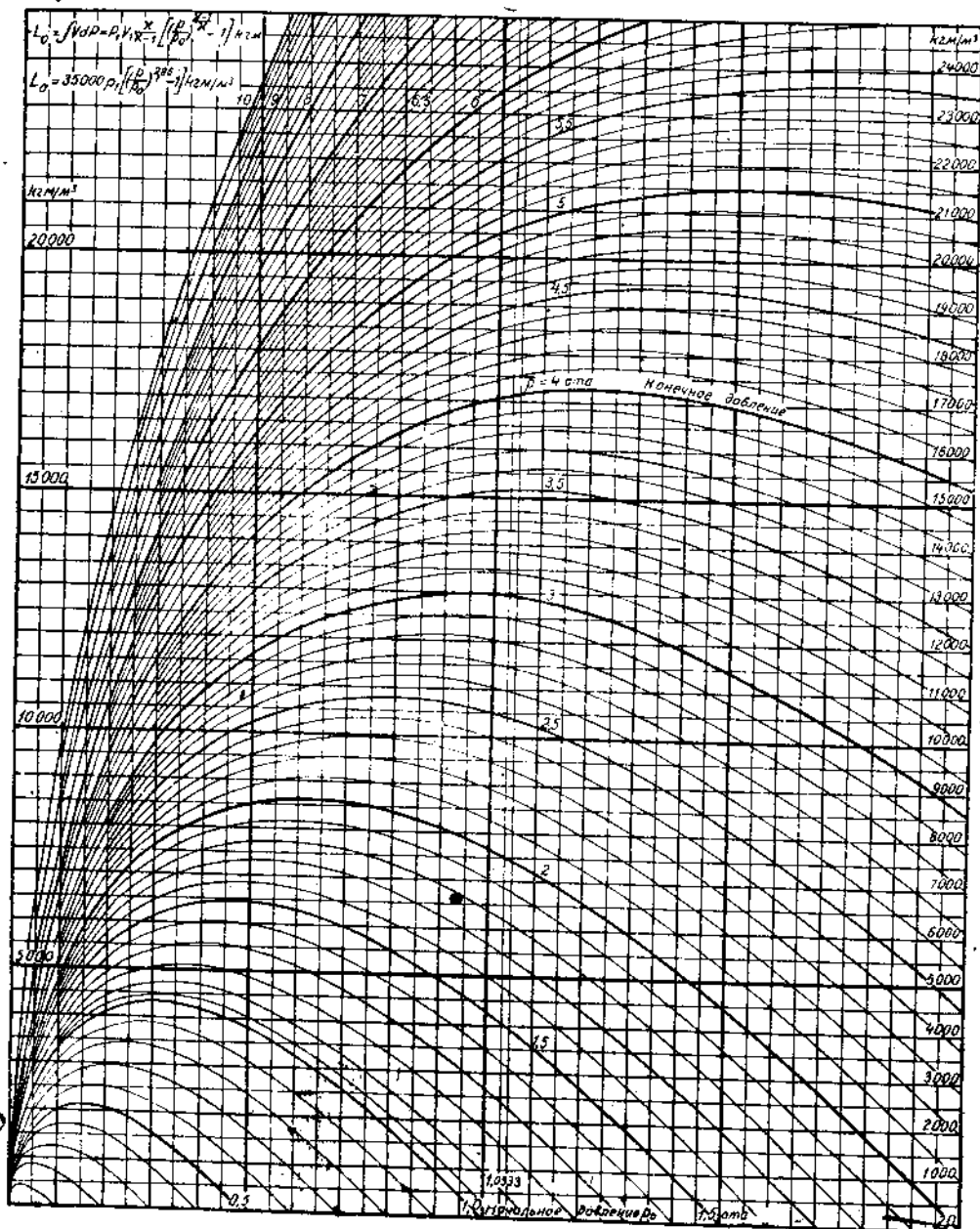
где $E_{\text{собщ. 1 м}^3}$ — работа сжатия 1 м³ воздуха.¹

На фиг. 85, 86 и 87 воспроизводим важнейшие из составленных Гинцем таблиц, пользование которыми позволяет очень быстро находить потребную мощность насосов. В основу этих таблиц положены следующие формулы:

¹ Таблицы, в которых содержатся значения величин p_m , составлены А. Гинцем и приложены к его книге: «Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров» (имеется в переводе на русский язык, Энергониздат, 1933 г.).



Фиг. 85. Изотермическое сжатие



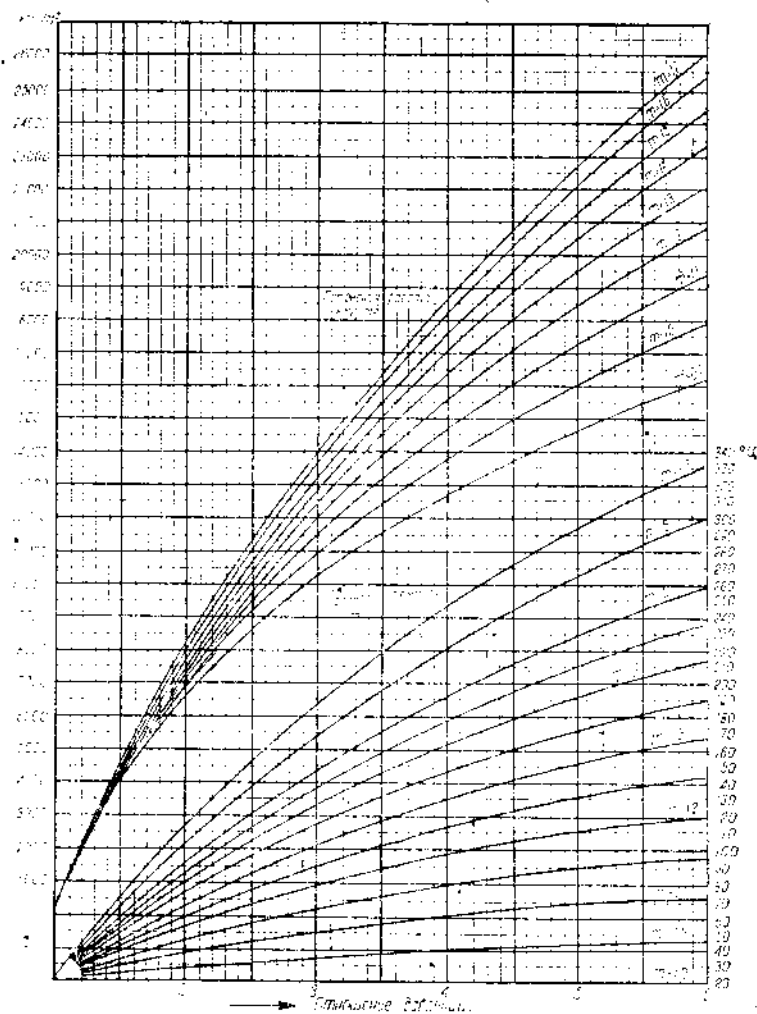
Фиг. 86. Адиабатическое сжатие

Для изотермы (фиг. 85). Работа компрессора при изотермическом сжатии равна:

$$E_{из} = P_{нач} V_{нач} \ln \frac{P_{кон}}{P_{нач}} = 10\,000 p_{нач} \ln \frac{P_{кон}}{P_{нач}} \text{ кгм/м}^3,$$

где

$$V_{нач} = 1 \text{ м}^3;$$



Фиг. 86. Политропическое сжатие

для адиабаты, одноступенчатой (фиг. 86):

$$\begin{aligned} E_{ад, 1 ст} &= \frac{k}{k-1} P_{нач} V_{нач} \left[\left(\frac{P_{кон}}{P_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \\ &= 35\,000 p_{нач} \left[\left(\frac{P_{кон}}{P_{нач}} \right)^{0.286} - 1 \right] \text{ кгм/м}^3; \end{aligned}$$

для адиабаты, двухступенчатой (фиг. 87);

$$\begin{aligned} E_{ад, 2 ст} &= 2 \frac{k}{k-1} P_{нач} V_{нач} \left[\left(\frac{P_{кон}}{P_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right] = \\ &= 70\,000 p_{нач} \left[\left(\frac{P_{кон}}{P_{нач}} \right)^{0.143} - 1 \right] \text{ кгм/м}^3; \end{aligned}$$

для политропического сжатия (фиг. 88—таблица составлена на основе таблиц Гинца)

$$E_{пол} = \frac{m}{m-1} P_{нач} V_{нач} \left[\left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{m}{m-1} 10\,000 p_{нач} \left[\left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \frac{\text{кг}\cdot\text{м}}{\text{м}^3}.$$

Таким образом делением получаемой по таблицам величины на 10 000 мы получим p_m ; подставив его в ф-лу (95), найдем мощность.

В случае многоступенчатого теоретического сжатия мощность находится, как было указано в разделе о многоступенчатом сжатии в поршневых насосах. Нужно иметь в виду, что, находя мощность истинного многоступенчатого сжатия как сумму мощностей, затрачиваемых в каждой ступени, необходимо учесть наличие потерь энергии между ступенями, т. е. в трубопроводах, холодильниках и пр. Это увеличение учитывается коэффициентом φ , на который следует помножить полученную сумму мощностей, т. е.

$$N_{\text{многост. сжат}} = \varphi \sum N_{\text{отд. ступ.}} \quad (96)$$

Здесь φ колеблется в пределах 1,10—1,15 в зависимости от типа и конструкции многоступенчатого насоса.

Пример 25. Найти потребную мощность для насоса, расчет которого дан в примере 23.

Имеем:

$$\varepsilon_{I \text{ ступ}} = 5,985, \quad \varepsilon_{II \text{ ступ}} = 5,964, \quad V_{\text{мин}} = 2,36 \text{ м}^3/\text{мин} \text{ и } \gamma_m = 0,85.$$

Находим по графику на фиг. 88 для показателя политропы $m = 1,3$; для

$$\varepsilon_{I \text{ ступ}} = 5,985 \rightarrow P_{m I \text{ ступ}} = 19\,759 \text{ кг/м}^2,$$

$$\varepsilon_{II \text{ ступ}} = 5,964 \rightarrow P_{m II \text{ ступ}} = 20\,800 \text{ кг/м}^2.$$

Для третьей ступени мы получаем потребную работу, исходя из степени сжатия, равной для этой ступени при начальном давлении $P_{\text{нач. I ступ}} = 0,95 \text{ ат}$ и конечном давлении $P_{\text{кон. III ступ}} = 8 \text{ ат}$ и давлении после второй ступени, равном $P_{\text{кон. II ступ}} = P_{\text{нач. I ступ}} \varepsilon_{I \text{ ступ}} \varepsilon_{II \text{ ступ}} = 0,95 \cdot 5,985 \cdot 5,964 = 28,79 \text{ ат}$;

$$\varepsilon_{III \text{ ступ}} = \frac{8}{28,79} = 2,78.$$

При том же показателе политропы 1,3 будем иметь для третьей ступени:

$$P_{m III \text{ ступ}} = 11\,550 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда будем иметь мощности, потребные для всех ступеней:

$$N = \varphi \frac{V_{\text{мин}}}{75 \cdot 60 \cdot \gamma_m} \sum P_m =$$

$$= 1,1 \frac{2,36}{75 \cdot 60 \cdot 0,85} (19\,750 + 20\,800 + 11\,550) \frac{1,1 \cdot 2,36 \cdot 52\,100}{1530 \cdot 0,85} = 35,2 \text{ л. с.}$$

Пример 26. Подсчитать мощность, потребную для сжатия воздуха насосом, подсчитанную в примере 24.

Производительность насоса равна $1500 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление начальное $p_{\text{нач}} = 0,95$, конечное $p_{\text{кон}} = 1,8 \text{ ат}$, $\gamma_m = 0,85$.

Тогда

$$\varepsilon = \frac{1,8}{0,95} \approx 1,9.$$

Принимая в подобном насосе сжатие с показателем 1,35, найдем по фиг. 88:

$$p_m \approx 7000 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда

$$N = \frac{p_m V_{\text{мин}}}{75 \cdot 60 \cdot \gamma_m} = \frac{7000 \cdot 1500}{4500 \cdot 0,85} = 2750 \text{ л. с.}$$

V. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПОРШНЕВОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

В цилиндре поршневого воздушного насоса действуют в основном силы от давления, развиваемого в цилиндре при сжатии воздуха, и силы инерции, возникающие в процессе поступательно-возвратного движения частей кривошипно-шатунного механизма.

С точки зрения характера действия этих сил одноцилиндровые насосы можно разбить на три группы:

- 1) одноступенчатые простого действия,
- 2) одноступенчатые двойного действия,
- 3) с дифференциальным поршнем.

Рассмотрим первую группу. На фиг. 89 изображена теоретическая диаграмма работы такого насоса. Линия АБ изображает изменение сил инерции по ф-ле:

$$q = \frac{c^2}{r} \left(\cos \alpha \mp \frac{r}{L} \cos 2\alpha \right) \frac{G_{\text{пост}}}{g \cdot F}, \quad (97)$$

где c — скорость движения криво-
 шипа $= \frac{\pi n}{30}$;

r — радиус кривошипа $= \frac{S}{5}$ в м;

α — угол, составленный кривошипом с осью;

$\frac{r}{L}$ — отношение радиуса кривошип к длине шатуна (обычно $\leq 1/3$);

$G_{\text{пост}}$ — вес поступательно движущихся частей в кг, включая $1/3 \div 2/3$ веса шатуна;

F — площадь поршня в см²;

g — ускорение свободного падения $= 9,81 \text{ м/сек}^2$;

q — инерционное давление на единицу площади поршня в кг/см².

В этой формуле знак $\pm$ относится к ходу поршня вперед от вала.

Обозначая $\frac{c^2}{r} \cdot \frac{G_{\text{пост}}}{g \cdot F} = q_0$, получим значения для $\alpha = 0^\circ$:

$$q_{\text{мин}} = -q_0 \left(1 + \frac{r}{L} \right)$$

и для $\alpha = 180^\circ$:

$$q_{\text{мин}} = -q_0 \left(1 - \frac{r}{L} \right).$$

Кривая инерционных давлений имеет вид параболы.¹

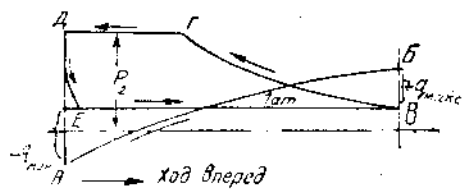
Давления газа на поршень изображаются на фиг. 89 линиями ВГДЕ, причем максимальное усилие выражается формулой:

$$P_{\text{макс}} = F(P_2 - 1). \quad (98)$$

Разворачивая линии давления в цилиндре и линии инерционных давлений на одну прямую, мы получим развернутую диаграмму давлений на поршень (см. фиг. 90). Здесь принято, что силы, действующие по направлению к валу, откладываются на диаграмме вверх, а от вала — вниз.

Пунктирной линией нанесена результирующая от сложения давлений газов в цилиндре и инерционных давлений. Как видно из фигуры, эта линия пересекает нулевую линию, и во всем кривошипно-шатунном механизме имеет место перемена направления действия сил, что вызывает

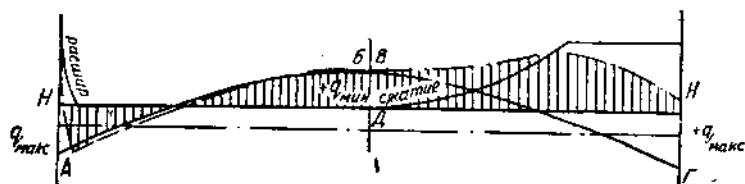
¹ Эта кривая может быть приближенно заменена прямой, однако правильнее изображать ее в виде параболы (построение см. в курсах прикладной механики).



Фиг. 89.

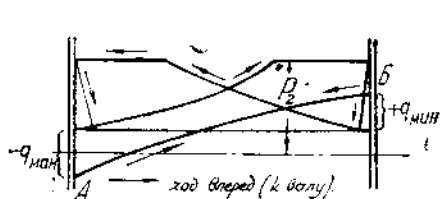
удары при положении кривошипа, соответствующем этой точке на диаграмме.

Как видно из диаграмм, влияние сил инерции сказывается иногда в разгрузке механизма (см. правую часть фиг. 90). Поэтому в отдельных случаях увеличение скорости, а с нею и сил инерции, может даже сказаться благоприятно на работе механизма.

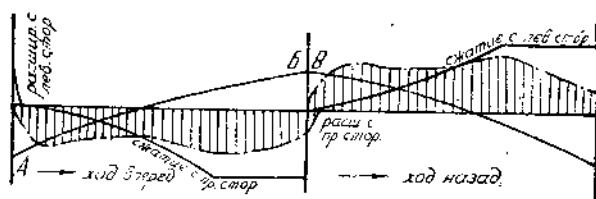


Фиг. 90.

Необходимо констатировать довольно значительную неравномерность работы этого насоса — на участке в начале хода всасывания он работает с малой нагрузкой на поршень, а следовательно, и — затратой мощности,



Фиг. 91.

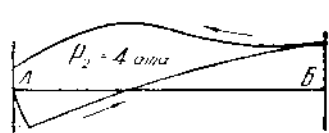


Фиг. 92.

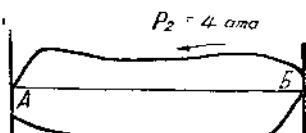
а в конце хода нагнетания имеет максимальную нагрузку; таким образом, колебания в расходе мощности за один оборот очень велики.

На фиг. 91 изображена теоретическая диаграмма работы одноступенчатого насоса двойного действия, а на фиг. 92 развертка ее на одну прямую линию.

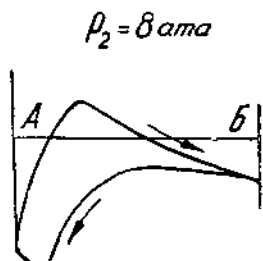
Составные части этой диаграммы такие же, как и диаграммы на фиг. 89, и имеют место такие же максимальные усилия, но ввиду наличия работы



Фиг. 93.



Фиг. 94.



Фиг. 95.

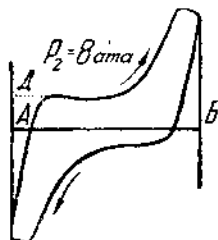
сжатия во время обоих ходов — вперед и назад получается более равномерная нагрузка, а, следовательно и более равномерный расход мощности. Это очень наглядно видно из сравнения фиг. 93 и 94, где развернутые диаграммы, изображенные на фиг. 90 и 92, помещены над длиной одного хода.

При более высоких давлениях равномерность распределения сил для насоса двойного действия несколько ухудшается (см. фиг. 95 и 96), но все же соотношение остается в пользу насоса двойного действия. Перемена знака усилия в кривошипно-шатунном механизме в насосах двойного действия происходит при более благоприятных условиях, чем в насосах простого действия, а именно вблизи мертвых точек (а не посреди хода, как на фиг. 89), где имеют место относительно малые скорости движения поршня.

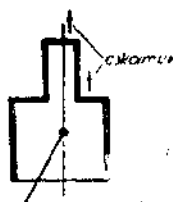
При построении диаграмм давлений многоступенчатых насосов с дифференциальным поршнем нужно прежде всего в ступенях высокого давления привести последнее к площади поршня низкого давления. Для этого давления умножают на площадь поршня ступени соответствующего давления и делят на площадь поршня ступени низкого давления:

$$p_{\text{прив}} = p \frac{F}{F_{\text{ступ. н. д}}},$$

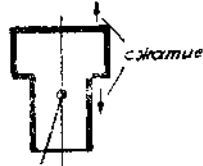
где F и p — площадь и давление в рассматриваемой ступени,
 $F_{\text{ступ. н. д}}$ — площадь ступени низкого давления.



Фиг. 96.



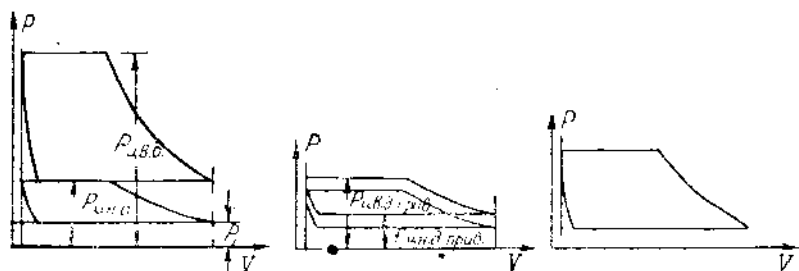
Фиг. 97.



Фиг. 98.

Таким образом индикаторные диаграммы отдельных ступеней перестраиваются в другом масштабе. Затем они суммируются и получается одна диаграмма давлений, отнесенная к площади ступени низкого давления.

При этом нужно различать два случая: 1) когда сжатие во всех цилиндрах происходит одновременно, например, во время хода вверх (см. фиг. 97); 2) когда в означенных ступенях сжатие происходит во время разных ходов. Насосы первого типа дают диаграммы, напоминающие таковые одноступенчатых насосов простого действия со свойственной им



Фиг. 99.

неравномерностью хода; во втором случае получаются диаграммы типа одноступенчатых насосов двойного действия. Эти диаграммы показаны на фиг. 99 и 100 в виде несуммированных слева и суммированных справа.

Давление, действующее на поршень, составит для первого случая (по формуле для двухступенчатого насоса):

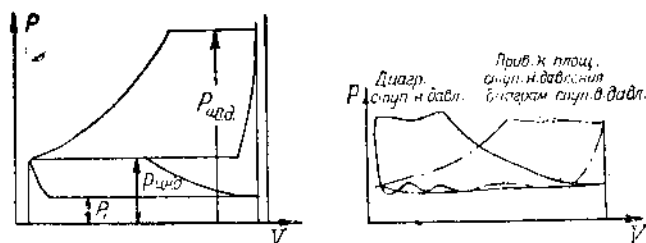
$$\begin{aligned} p &= F_{\text{ц. н. д}} p_{\text{ц. н. д}} + F_{\text{ц. в. д}} p_{\text{ц. в. д}} - (F_{\text{ц. н. д}} + F_{\text{ц. в. д}}) \cdot 1 = \\ &= F_{\text{ц. н. д}} \left[(p_{\text{ц. н. д}} - 1) + \frac{F_{\text{ц. в. д}}}{F_{\text{ц. н. д}}} (p_{\text{ц. в. д}} - 1) \right]. \end{aligned} \quad (99)$$

Для второго случая имеем аналогично:

$$\begin{aligned} p &= F_{\text{ц. н. д}} p_{\text{ц. н. д}} - F_{\text{ц. в. д}} p_{\text{ц. в. д}} - (F_{\text{ц. н. д}} + F_{\text{ц. в. д}}) \cdot 1 = \\ &= F_{\text{ц. н. д}} \left[(p_{\text{ц. н. д}} - 1) - \frac{F_{\text{ц. в. д}}}{F_{\text{ц. н. д}}} (p_{\text{ц. в. д}} - 1) \right]. \end{aligned} \quad (100)$$

Таким образом к многоступенчатым насосам с дифференциальными поршнями можно применить сказанное относительно насосов одноступенчатых простого и двойного действия.

Значение инерционных сил здесь находят так же, как для насосов одноступенчатых, и суммируют обычно графически.



Фиг. 100.

По полученным во всех рассмотренных случаях развернутым диаграммам усилий на поршень и ведется расчет на прочность кривошипно-шатунного механизма, рассчитывается, после перестройки в диаграмму тангенциальных усилий, маховик, если насос имеет привод не от обслуживаемого двигателя, и т. д. Все эти расчеты производятся такими же методами, как и для прочих поршневых машин.

VI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВОЗДУШНЫХ РОТАТИВНЫХ НАСОСОВ ТИПА ПАУЭРПЛУС ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Расчет насоса начинается с определения количества воздуха, которое он должен подать за один оборот ротора. Если $V_{мин}$ — количество воздуха, потребное для двигателя внутреннего сгорания за одну минуту, и n — число оборотов вала насоса в минуту, то

$$V'_{1 об} = \frac{V_{мин}}{n} \quad (102')$$

Число оборотов насоса обычно выбирается так, чтобы число подач воздуха за один оборот совпадало с числом потребных для двигателя импульсов продувки или наддува и т. п., т. е.

$$n = \frac{n_{мот} \cdot z_{имп}}{z} = k \cdot n_{мот}, \quad (102)$$

где $n_{мот}$ — число оборотов мотора,

$z_{имп}$ — число потребных для двигателя за один оборот импульсов;

z — число лопаток насоса,

$$k = \frac{z_{имп}}{z}.$$

Цилиндров чаще всего бывает 4, 6 или 12 и число импульсов для них — 4 или 6. Тогда k можно брать из следующей таблицы.

$z_{имп}$	4			6		
	z	k	n	z	k	n
4	2	3	4	2	3	4
6	2,0	1,33	1,0	3,0	2,0	1,5

Имея V'_{106} , можем установить величину потребной производительности за один оборот, которую должен развить насос. Здесь нужно иметь в виду потери: 1) от разрежения при всасывании, 2) от утечек через неплотности и 3) от наличия вредного пространства.

Для рассматриваемых насосов можно последней потерей пренебречь, так как вредное пространство здесь чрезвычайно мало; первые же две потери нужно учесть каким-либо коэффициентом. Последний в зависимости от давления, величины зазоров и других факторов колеблется примерно в пределах $\varphi = 1,10 \div 1,25$.

Следует оговориться, что экспериментального материала по величине этих потерь очень немного и поэтому данные для точного определения коэффициента φ привести затруднительно. Можно все же считать, что

$$V_{106} = \varphi V'_{106} = 1,1 \div 1,25 \frac{V_{\text{мин}}}{n}. \quad (101)$$

Производительность насоса за один оборот определяется как произведение площади, отсекаемой в момент конца всасывания двумя соседними лопатками, образующими камеру сжатия, на длину цилиндра и на число камер, т. е.

$$V_{106} = zB(F_0 - F_{\text{лоп}}), \quad (101')$$

где z — число лопаток (камер),

B — длина цилиндра (то же ротора и лопаток),

$F_0 - F_{\text{лоп}}$ — площадь одной камеры.

Таким образом прежде всего нужно найти величину площади $(F_0 - F_{\text{лоп}})$. На фиг. 101 схематически показан насос типа Пауэрплюс. Здесь r_0 — радиус неподвижного цилиндра (статора); r_1 — радиус ротора; r_p — радиус до центра шарниров, сквозь которые проходят лопатки; e — эксцентриситет ротора по отношению к цилиндру.

Значения углов α_0 и β_0 видны из фигуры, а именно: α_0 — угол между осью цилиндра и линией, соединяющей центр ротора с центром шарнира; β_0 — угол, образованный лопаткой и осью цилиндра.

Обозначим через F_0 площадь $АПРБ$, заключенную между поверхностями цилиндра, ротора и осями лопаток. Эта площадь равна:

$$F_0 = \text{пл. } AOB + 2 \text{ пл. } NOO' - \text{пл. } NO'M - 2 \text{ пл. } PNT.$$

Здесь $\text{пл. } NOO' = \text{пл. } MOO'$ и $\text{пл. } PNT = \text{пл. } MP\Phi$.

Площадь PNT по ее незначительности можно пренебречь и, учитывая, что $\text{пл. } NOO' = \frac{er_p \sin \alpha_0}{2}$, написать

$$F_0 = r_0^2 \beta_0 + er_p \sin \alpha_0 - r_1^2 \alpha_0. \quad (103')$$

Введем обозначения:

$$r_1 = \psi r_p \text{ (обычно } \psi = 1,1 \div 1,4),$$

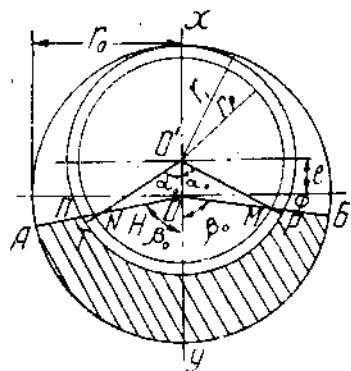
$$e = \varphi r_p \text{ (обычно } \varphi = 0,2 \div 0,4).$$

Отсюда следует, что $r_0 = r_1 + e = r_p(\varphi + \psi)$ и, далее:

$$r_p = \frac{r_0}{\varphi + \psi}; \quad (104')$$

$$e = \frac{\varphi \cdot r_0}{\varphi + \psi}; \quad (104'')$$

$$r_1 = \frac{\psi \cdot r_0}{\varphi + \psi}. \quad (104''')$$



Фиг. 101.

Подставив эти значения в уравнение (103'), получим:

$$F_0 = r_0^2 \beta_0 + \frac{\varphi r_0}{(\varphi + \psi)} \frac{r_0}{(\varphi + \psi)} \sin \alpha_0 - \left(\frac{\psi r_0}{\varphi + \psi} \right)^2 \alpha_0 =$$

$$= r_0^2 \left[\beta_0 + \frac{\varphi \sin \alpha_0}{(\varphi + \psi)^2} - \frac{\psi^2 \alpha_0}{(\varphi + \psi)^2} \right]. \quad (103'')$$

Ввиду того, что угол β_0 зависит от угла α_0 , а последний определяется числом лопаток, ибо очевидно, что в рассматриваемом положении

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{2z} = \frac{180^\circ}{z}, \quad (105)$$

удобно ввести в формулу для F_0 не β_0 , а α_0 , который нам известен.

Из фиг. 101 имеем:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{r_p \sin \alpha_0}{r_p \cos \alpha_0 - e} = \frac{\sin \alpha_0}{\cos \alpha_0 - \varphi}$$

и, далее,

$$\beta_0 = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \alpha_0 - \varphi}. \quad (106)$$

Тогда получаем окончательно:

$$F_0 = r_0^2 \left[\operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha_0}{\cos \alpha_0 - \varphi} + \frac{\varphi \sin \alpha_0}{(\varphi + \psi)^2} - \frac{\psi^2 \alpha_0}{(\varphi + \psi)^2} \right] = r_0^2 \rho. \quad (103)$$

Нужно отметить, что F_0 имеет наибольшее значение тогда, когда лопатки располагаются симметрично относительно линии OY (фиг. 101). Поэтому следует располагать кромку впускной полости (точка A на фиг. 102) так, чтобы она совпала с указанным выше расположением лопаток. Если расположить эту кромку выше или ниже, то в первом случае будет иметь место расширение засосанного в камеру воздуха до достижения образующими данную камеру лопатками симметричного расположения, а во втором — обратное вытеснение воздуха во впускной патрубков. Все же для улучшения наполнения иногда делают небольшое запаздывание закрытия.

При рассмотрении выражения для ρ видно, что величина его, а следовательно, и величина F_0 зависит от угла α_0 или в силу уравнения (105) от числа лопаток z . Зададимся значениями φ и ψ и найдем отношения величин площадей F_0 при различном числе лопаток.

Примем $\varphi = \frac{1}{3} = 0,333$ и $\psi = \frac{7}{6} = 1,167$; тогда $\varphi + \psi = 1,5$ и найдем:

Таблица XXV

z_n	10	8	6	4	3	2
α_0	18°	22,5°	30°	45°	60°	90°
β_0	26° 35'	33° 0'	43° 10'	62° 05'	77° 05'	108° 25'
ρ_n	0,3206	0,3957	0,513	0,7155	0,8743	1,086
$z_n \cdot \rho_n$	3,206	3,1656	3,078	2,862	2,5229	2,172
$\frac{F_n}{F_2} = \frac{z_n \cdot \rho_n}{2,172}$	1,48	1,458	1,419	1,320	1,165	1,000

Таким образом можно сделать вывод, что с увеличением числа лопаток производительность насоса должна возрастать. Это следует отнести за счет того, что имеет место неравенство:

$$\frac{\angle \beta_{n-m}}{\angle \alpha_{n-m}} < \frac{\angle \beta_n}{\angle \alpha_n}.$$

При всасывании в насос попадает воздух не в объеме $F_0 B$, а в объеме, меньшем на толщину лопаток, т. е. рабочей площадью является не площадь F_0 , а площадь $(F_0 - F_{\text{лоп}})$, как и было указано в ф-ле (101').

Обозначим $F_{\text{лоп}} = \mu r_0^2$; тогда

$$F_0 - F_{\text{лоп}} = r_0^2(\rho - \mu) = \xi r_0^2.$$

Обычно μ имеет величину порядка $\mu \approx 0,005 - 0,018$, но более точно определять ее графически в виде $F_{\text{лоп}}$, т. е. выдающейся в цилиндр из ротора части лопатки.

Таким образом получаем производительность насоса в виде:

$$V'_{1\text{об}} = zB(F_0 - F_{\text{лоп}}) = zB\xi r_0^2 \quad (107)$$

или

$$V_{\text{ман}} = \frac{1}{\psi} z \cdot B \cdot \xi \cdot r_0^2 \cdot n = \eta_{\text{под}} z \cdot B \cdot \xi \cdot r_0^2 \cdot n. \quad (107')$$

Нужно еще раз заметить, что величина F_0 имеет свое максимальное значение при расположении двух соседних лопаток симметрично относительно оси цилиндра, проходящей через центры ротора и цилиндра. Этому минимальному раствору и соответствуют углы α_0 и β_0 .

Пользуясь ф-лой (107), где известными величинами являются $V'_{1\text{об}}$, можем теперь найти произведение $r_0^2 B$. Обычно выбирают значение $\frac{B}{r_0} = 1,35 - 1,5$, стремясь уменьшить B сравнительно с r_0 в том случае, если машина быстроходна.

Имея величины $r_0^2 B$ и $\frac{B}{r_0}$, мы легко можем подобрать нужные значения r_0 и B и затем определить через ψ и ϕ все прочие основные величины насоса.

Теперь нужно определить, какое давление разовьет данный насос, так как здесь в отличие от, например, поршневого насоса с автоматическими клапанами распределение твердо фиксированное и давление конца сжатия, а следовательно, и затрата энергии на сжатие определяется величиной объема камеры между двумя лопатками в момент прихода лопатки к выпускному сечению (если нет каких-либо специальных устройств, меняющих степень сжатия). Если обозначить площадь сечения между осями лопаток и цилиндром и ротором в момент начала выпуска — через $F_{\text{кон}}$ и принять сжатие адиабатическим, то будем иметь:

$$\frac{V_{\text{нач}}}{V_{\text{кон}}} = \frac{F_0}{F_{\text{кон}}} = \left(\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} \right)^{\frac{1}{k}}$$

и, отсюда,

$$p_{\text{кон}} = p_{\text{нач}} \left(\frac{F_0}{F_{\text{кон}}} \right)^k. \quad (108)$$

Здесь $p_{\text{нач}}$ — давление в камере в момент ее наибольшего раствора, т. е. при расположении двух соседних лопаток, образующих камеру, симметрично относительно оси, проходящей через центры ротора и цилиндра.

Определим, как это было сделано для F_0 величину площади $F_{\text{кон}}$ в зависимости от угла α_0 . На фиг. 102 дана схема двух положений лопаток;

при первом площадь между лопатками равна F_0 , при втором $F_{кон}$. Будем иметь в данном случае:

$$\text{пл. } F_{кон} = \text{пл. } A'OB' + \text{пл. } M'OO' + \text{пл. } H'OO' - \text{пл. } T'O'P' - \\ - \text{пл. } T'P'N' - \text{пл. } P'M'\Phi'.$$

Последними двумя площадями, ввиду их незначительности, пренебрегаем; тогда будем иметь:

$$\text{пл. } F_{кон} = \frac{2\beta_{кон} r_0^2}{2} + \text{пл. } M'OO' + \text{пл. } H'OO' - \frac{2\alpha_0 r_1^2}{2};$$

$$\text{пл. } H'OO' = \frac{r_p \cdot h_1}{2} = \frac{e}{2} r_p \sin [180^\circ - (\alpha_0 + \gamma)] = \frac{e}{2} r_p \sin (\alpha_0 + \gamma)$$

(см. эскиз на фиг. 102, справа).

$$\text{пл. } M'OO' = \frac{r_p \cdot h}{2} = \frac{e}{2} r_p \sin (\alpha_0 - \gamma)$$

(см. эскиз на фиг. 102, слева).

Тогда

$$F_{кон} = \beta_{кон} r_0^2 + \frac{e}{2} r_p \sin (\alpha_0 - \gamma) + \\ + \frac{e}{2} r_p (\sin \alpha_0 + \gamma) - \alpha_0 r_1^2 = \\ = \beta_{кон} r_0^2 + \frac{e}{2} r_p [\sin (\alpha_0 + \gamma) + \\ + \sin (\alpha_0 - \gamma)] - \alpha_0 r_1^2. \quad (109')$$

Фиг. 102.

и соответствующего значения γ_n будет вообще, выражением для площади между осями лопаток при любом угле перемещения ротора — от начального положения лопатки при конце всасывания, т. е. при повороте ротора на угол α от начального положения его, от линии $O'X$, и положения рассматриваемого радиуса к шарниру лопатки под углом $\alpha + \gamma_n$ от начального положения.

Теперь необходимо найти новый угол раствора лопаток $2\beta_{кон}$. Видим, что

$$2\beta_{кон} = 2\alpha_0 + \varphi_1 + \varphi_2$$

или

$$\angle \beta_{кон} = \alpha_0 + \frac{\varphi_1}{2} + \frac{\varphi_2}{2}$$

углы φ_1 и φ_2 найдем из треугольников $OO'M'$ и $OO'H'$. Из тр-ка $OO'M'$ имеем:

$$\text{tg } \varphi_1 = \frac{h}{r_p - e \cos (\alpha_0 - \gamma)} = \frac{e \sin (\alpha_0 - \gamma)}{r_p - e \cos (\alpha_0 - \gamma)};$$

из тр-ка $OO'H'$ имеем

$$\text{tg } \varphi_2 = \frac{h_1}{r_p + e \cos [180^\circ - (\alpha_0 + \gamma)]} = \frac{e \sin (\alpha_0 + \gamma)}{r_p + e \cos [180^\circ - (\alpha_0 + \gamma)]} = \\ = \frac{e \sin (\alpha_0 + \gamma)}{r_p - e \cos (\alpha_0 + \gamma)}.$$

Тогда

$$\angle \beta_{кон} = \alpha_0 + \frac{1}{2} \text{arctg} \frac{e \sin (\alpha_0 - \gamma)}{r_p - e \cos (\alpha_0 - \gamma)} + \frac{1}{2} \text{arctg} \frac{e \sin (\alpha_0 + \gamma)}{r_p - e \cos (\alpha_0 + \gamma)}$$

и, подставив значения для r_p и r_1 , выраженные через r_0 , получим окончательное уравнение в виде:

$$F_{\text{кон}} = r_0^2 \left[\alpha_0 + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 - \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 - \gamma)} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 + \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 + \gamma)} \right] + \\ + \frac{\varphi r_0}{2(\varphi + \psi)} \cdot \frac{r_0}{(\varphi + \psi)} [\sin(\alpha_0 - \gamma) + \sin(\alpha_0 + \gamma)] - \alpha_0 \left(\frac{\psi r_0^2}{\varphi + \psi} \right)^2 = \\ = r_0^2 \left[\alpha_0 + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 - \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 - \gamma)} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 + \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 + \gamma)} + \right. \\ \left. + \frac{\varphi}{2(\varphi + \psi)^2} 2 \sin \alpha_0 \cos \gamma - \frac{\alpha_0 \psi^2}{(\varphi + \psi)^2} \right] = r_0^2 \rho_{\text{кон}} \quad (109)$$

$$\rho_{\text{кон}} = \alpha_0 + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 - \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 - \gamma)} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{e \sin(\alpha_0 + \gamma)}{r_p - e \cos(\alpha_0 + \gamma)} + \\ + \frac{\varphi}{(\varphi + \psi)^2} \sin \alpha_0 \cos \gamma - \frac{\alpha_0 \psi^2}{(\varphi + \psi)^2} \quad (110)$$

Пользуясь выражением (109), находим $F_{\text{кон}}$ и по ур-нию (108) находим $\rho_{\text{кон}}$, т. е. конечное давление сжатия.

Ф-ла (109) при подстановке в нее соответствующих значений β , γ также может служить для определения величины всех промежуточных значений F в интервале между F_0 и $F_{\text{кон}}$.

Нужно иметь в виду, что давление конца сжатия не определяет собой давления в нагнетательном трубопроводе. Последнее, как и во всяком насосе, определяется соотношением подачи воздуха и расхода его. Однако величина давления конца сжатия все же играет существенную роль, как уже указывалось, с точки зрения расхода энергии.

Пример 27. Надо рассчитать насос типа Пауэрплюс на производительность в $0,75 \text{ м}^3/\text{сек}$. Число оборотов обслуживаемого двигателя — 1600; число потребных импульсов — 6, потребное конечное давление $P_s = 1,3 \text{ кг/см}^2$.

Прежде всего определим число оборотов насоса. Выбрав число лопаток $z = 4$, имеем, исходя из ф-лы (102):

$$n = \frac{n_{\text{мотор}} z_{\text{вмт}}}{z} = 1,5 n_{\text{мотор}} = 1,5 \cdot 1600 = 2400 \text{ об./мин.}$$

Тогда производительность насоса за один оборот должна составлять согласно ф-ле (102'):

$$V'_{1 \text{ об}} = \frac{V_{\text{мин}}}{n} = \frac{0,75 \cdot 60}{2400} = 0,01875 \text{ м}^3 = 18750 \text{ см}^3.$$

С учетом потерь в 20% получим:

$$V_{1 \text{ об}} = 1,2 \cdot 18750 = 22500 \text{ см}^3.$$

Выберем значения $\varphi + \psi = 1,5$ и $\varphi = 0,333$; тогда $\psi = 1,167$. При этих данных для четырех лопаток будем иметь (см. табл. XXV): $\rho = 0,7155$ и $\xi = \rho - 0,018 = 0,6975$; в соответствии с ур-нием (107) имеем тогда:

$$V_{1 \text{ об}} = z \cdot B \cdot \xi \cdot r_0^2$$

или

$$B r_0^2 = \frac{V_{1 \text{ об}}}{\xi z} = \frac{22500}{0,6975 \cdot 4} = 8070.$$

Принимаем $\frac{B}{r_0} = 1,5$; тогда $B = 1,5 r_0$ и $B r_0^2 = 1,5 r_0^3 = 8070$, откуда

$$r_0 \cong \sqrt[3]{5370} = 17,5 \text{ см.}$$

Таким образом будем иметь:

$$r_0 = 17,5 \text{ см}; \quad B = 1,5 r_0 = 26,25 \text{ см};$$

$$e = \frac{2 r_0}{\psi + \phi} = \frac{0,333 \cdot 17,5}{1,5} = 3,9 \text{ см};$$

$$r_1 = \frac{\phi r_0}{\psi + \phi} = \frac{1,167 \cdot 17,5}{1,5} = 13,6 \text{ см};$$

$$r_p = \frac{r_0}{\psi + \phi} = \frac{17,5}{1,5} = 11,65 \text{ см}.$$

Этими величинами определяются основные размеры насоса. Далее, исходя из значения $F_{кон}$ получаемого по ф-ле (108), путем подбора угла γ в ф-ле (109), находят необходимое положение выпускной кромки.

VII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ РОТАТИВНЫМИ ВОЗДУШНЫМИ НАСОСАМИ ТИПА ПАУЭРПЛУС

В современных поршневых воздушных насосах с автоматическими клапанами конечное давление в цилиндре насоса после сжатия, к моменту начала выталкивания, почти равно давлению в ресивере. Это не имеет места в поршневых насосах с принудительным распределением (например, золотниками), а также в некоторых ротативных насосах, в частности в насосе типа Пауэрплюс, где конечное давление в камере сжатия P_s может быть больше или меньше давления в ресивере и определяется соотношением величин площадей в момент максимальной величины, т. е. при положении лопаток, симметричном относительно оси, проходящей через центр насоса, со стороны противоположной ротору, и в момент соединения камеры с нагнетательной полостью.¹ Это конечное давление определяется формулой 108.

Между тем давление в ресивере не всегда одинаково и в зависимости от расхода воздуха может быть больше или меньше. Рассмотрим, как влияет это обстоятельство на потребляемую насосом мощность.

На фиг. 103 показаны теоретические индикаторные диаграммы насоса для трех случаев: 1) когда давление в ресивере $P_p > P_s$, 2) когда $P_p = P_s$ и 3) когда $P_p < P_s$.

Работа воздушного насоса объемного типа (каковым являются и поршневые, и ротативные насосы) определяется суммой отдельных площадей диаграммы, а именно: в случае $P_p = P_s$

$$E_{собщ} \approx \text{пл. } EДГЖ + \text{пл. } АВГЖ - \text{пл. } АБДЕ;$$

в случае $P_p \neq P_s$ в этом ур-нии изменится только часть $АВГЖ$. Рассмотрим случай, когда $P_p > P_s$; тогда будем иметь:

$$E_{собщ} \approx \text{пл. } EДГЖ + \text{пл. } АВГЖ - \text{пл. } АБДЕ$$

или же, полагая сжатие адиабатическим,

$$E_{собщ} = \frac{1}{k-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] P_a V_{нач} + P_p V_{кон} - P_a V_{нач} =$$

¹ Нужно отметить, что именно в насосе типа Пауэрплюс степень сжатия может быть относительно легко изменена в процессе работы (см. об этом в разделе о конструкциях)

$$\begin{aligned}
&= P_a V_{нач} \left[\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_p V_{кон} = P_a V_{нач} \left[\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 - k + 1}{k-1} \right] + P_p V_{кон} = \\
&= P_a V_{нач} \left[\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - k}{k-1} \right] + P_p V_{кон}.
\end{aligned}$$

Приведем это ур-ние к следующему виду:

$$E_{сообщ} = V_{нач} \left[P_a \left(\frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} \right) + P_p \frac{V_{кон}}{V_{нач}} \right] = V_{нач} \left[P_a \left(\frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + \frac{P_p}{P_a} \right) \right]. \quad (111)$$

Эта формула, очевидно, является общим случаем выражения для $E_{сообщ}$ для всех трех случаев соотношения величин P_p и P_s . Так, если $P_p = P_s$, то будем иметь:

$$\frac{P_p}{\varepsilon^{\frac{1}{m}}} = \frac{P_s}{\left(\frac{P_s}{P_a}\right)^{\frac{1}{m}}} = P_a^{\frac{1}{m}} P_s^{1 - \frac{1}{m}} = P_a^{\frac{1}{m}} P_s^{\frac{m-1}{m}}.$$

Подставив эту величину в формулу (111), найдем:

$$\begin{aligned}
E_{сообщ} &= V_{нач} \left[P_a \frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + P_a^{\frac{1}{m}} P_s^{\frac{m-1}{m}} \right] = V_{нач} P_a \left[\frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + \frac{P_a^{\frac{1}{m}} P_s^{\frac{m-1}{m}}}{P_a} \right] = \\
&= \frac{V_{нач} P_a}{m-1} \left[\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m + \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} (m-1) \right] = \frac{1}{m-1} V_{кон} P_a \left[\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} - m + \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} \cdot m - \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] = \frac{m}{m-1} V_{нач} P_a \left[\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right],
\end{aligned}$$

т. е. получим обычную, применявшуюся нами и ранее формулу для поршневых насосов.

Для случая, когда $P_p < P_s$, выравнивание давления пойдет не по вертикали, а примерно так, как показано пунктиром на фиг. 103.

Таким образом мощность, потребляемая насосом типа Пауэрплюс, полагая $\xi r_0^2 B = V_{нач}$, выразится формулой:

$$\begin{aligned}
N_e &= \frac{E_{сообщ} z \cdot n}{75 \cdot \eta_m \cdot 60} = \frac{z \cdot n V_{нач}}{75 \cdot \eta_m \cdot 60} \left[P_a \frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + \frac{P_p}{\varepsilon^{\frac{1}{m}}} \right] 10^4 = \\
&= \frac{\xi r_0^2 \cdot B \cdot z \cdot n \cdot 10^4}{75 \cdot \eta_m \cdot 60} \left[P_a \frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + \frac{P_p}{\varepsilon^{\frac{1}{m}}} \right] = \frac{\varphi V_{мин} 10^4}{10 \cdot 75 \cdot \eta_m} \left[P_a \frac{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - m}{m-1} + \frac{P_p}{\varepsilon^{\frac{1}{m}}} \right]. \quad (112)
\end{aligned}$$

Принимая, что сжатие происходит при показателе $m = 1,38$ и полагая φ , как выше, равным $1,1 \div 1,25$, можно написать:

$$N_e = (2,44 \div 2,77) \frac{V_{мин}}{\eta_m} \left\{ \left[\frac{P_a}{0,38} \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{0,275} - 1,38 \right] + \frac{P_p^{\frac{1}{m}}}{\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{0,725}} \right\}, \quad (112')$$

где $V_{мин}$ — минутная производительность (номинальная) насоса в $м^3$,

p_s — давление конца сжатия в $кг/см^2$,

p_p — давление в ресивере в $кг/см^2$,

p_a — давление во всасывающем патрубке.

Из всего вышесказанного следует, что в случае, если $p_p < p_s$, или $p_p > p_s$, то имеет место потеря энергии сравнительно со случаем, когда $p_p = p_s$. В случае, если $p_p = p_s$, расчет можно вести по ф-ле (95), вводя вместо $V_{мин}$ величину $\varphi V_{сек} \cdot 60$.

Пример 28. Нужно определить потребную мощность для насоса типа Пауэрплюс, подсчитанного в примере 27, при условии, что максимальное $p_p = 1,36 \text{ кг/см}^2$ и $\eta_m = 0,82$ (нормальное $p_s = 1,3$). Подставив в ф-лу (112) величины из примера 27, получим:

$$\begin{aligned} N_e &= (2,44 + 2,77) \frac{0,75 \cdot 60}{0,82} - \left\{ \frac{0,95}{0,38} \left[\left(\frac{1,3}{0,95} \right)^{0,275} - 1,38 \right] + 1 \frac{1,36}{\left(\frac{1,3}{0,95} \right)^{0,725}} \right\} = \\ &= 2,60 \cdot 55 \left\{ 2,5 [1,367]^{0,275} - 1,38 \right\} + \frac{1,36}{(1,367)^{0,725}} = \\ &= 2,6 \cdot 55 \left\{ 2,5 [1,09 - 1,38] - \frac{1,36}{1,254} \right\} = 165 [2,5 \cdot (-0,29) + 1,083] = \\ &= 165 \cdot (1,083 - 0,725) = 165 \cdot 0,358 = 59,07 \text{ л. с.} \end{aligned}$$

Подсчитав для сравнения затрату мощности при $p_s = p_p$ по ф-ле (95), найдем, полагая $V_{мин} = \varphi V_{сек} \cdot 60$:

$$N_e = \frac{P_m \cdot V_{мин}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_m} = \frac{3400 \cdot 1,18 \cdot 0,75 \cdot 60}{75 \cdot 60 \cdot 0,82} = 50,2 \text{ л. с.}$$

где φ принимаем методом интерполяции равным $\frac{2,77}{2,6} \cdot 1,25 = 1,18$ (так как коэффициент 2,77 соответствует коэффициенту $\varphi = 1,25$, а мы приняли коэффициент 2,6), а P_m берем из таблицы (на фиг. 86) равным приближенно 3400 $кг \cdot м/м^2$.

Как видим, при $p_p > p_s$ затрачиваемая работа превышает таковую при $p_p = p_s$ на $\sim 18\%$.

VIII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В РОТАТИВНОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ ТИПА ПАУЭРПЛУС, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Ввиду того, что ротативные насосы работают обычно при довольно значительных числах оборотов, в них существенную роль играют возникающие при вращении лопаток инерционные касательные и центробежные силы. Кроме того на лопатки действует избыточное давление воздуха со стороны камеры, где происходит сжатие или вытеснение его. Эти силы и являются основными, действующими в ротативных насосах типа Пауэрплюс.

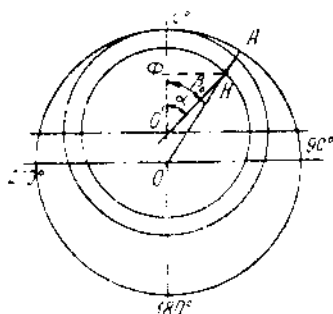
Рассмотрим, чему равны силы инерции, возникающие в лопатках. Для этого найдем величину ускорения лопаток в зависимости от угла поворота ротора.

Прежде всего найдем, чему будет равен угол β_n , под которым будет находиться лопатка при повороте ротора на угол α (см. фиг. 104). Имеем для положения лопаток ОА:

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{H\Phi}{O\Phi} = \frac{H\Phi}{O\Phi' + OO'} = \frac{r_p \sin \alpha}{r_p \cos \alpha + e} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi};$$

отсюда

$$\beta_n = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi}. \quad (113)$$



Фиг. 104.

Зная угол поворота лопатки при данном угле поворота ротора (т. е. путь лопатки), мы можем найти ее скорость и ускорение.

Очевидно, что угловая скорость лопатки будет равна:

$$\omega_{\text{лоп}} = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \omega_{\text{рот}} = \frac{\pi n}{30} \frac{d\beta}{d\alpha},$$

где $\frac{d\alpha}{dt}$ есть угол поворота ротора во времени, т. е. угловая скорость, равная $\omega_{\text{рот}} = \frac{\pi n}{30}$.

Найдем теперь величину $\frac{d\beta}{d\alpha}$:

$$\begin{aligned} \frac{d\beta}{d\alpha} &= \frac{d}{d\alpha} \left(\arctg \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right) = \frac{d \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)}{1 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)^2} = \\ &= \frac{\cos \alpha (\cos \alpha + \varphi) - (\sin \alpha) \sin \alpha}{(\cos \alpha + \varphi)^2} \times \frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)^2} = \\ &= \frac{\cos^2 \alpha + \varphi \cos \alpha + \sin^2 \alpha}{(\cos \alpha + \varphi)^2} \times \frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)^2} = \\ &= \frac{\cos^2 \alpha + \varphi \cos \alpha + \sin^2 \alpha}{(\cos \alpha + \varphi)^2 + \sin^2 \alpha} = \frac{1 + \varphi \cos \alpha}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha}. \end{aligned}$$

Тогда

$$\omega_{\text{лоп}} = \frac{\pi n}{30} \frac{1 + \varphi \cos \alpha}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha}. \quad (114)$$

Эта величина имеет, очевидно, максимум и минимум при диаметрально противоположных положениях, т. е. при $\alpha = 0^\circ$ (у места примыкания ротора к цилиндру) и при $\alpha = 180^\circ$.

При этих углах величина примет значения:

при $\alpha = 0^\circ$:

$$\omega_{\text{лоп. мин}} = \frac{\pi n}{30} \frac{1 + \varphi \cos 0^\circ}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos 0^\circ} = \frac{\pi n}{30} \frac{1 + \varphi}{1 + \varphi^2 + 2\varphi} = \frac{\pi n}{30} \frac{1}{1 + \varphi}; \quad (114')$$

а при $\alpha = 180^\circ$:

$$\omega_{\text{лоп. макс}} = \frac{\pi n}{30} \frac{1 + \varphi \cos 180^\circ}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos 180^\circ} = \frac{\pi n}{30} \frac{1 - \varphi}{1 + \varphi^2 - 2\varphi} = \frac{\pi n}{30} \frac{1}{1 - \varphi}. \quad (114'')$$

Действительно, если подставить в эти выражения конкретные величины, то получим (например, для $\varphi = 0,3$):

$$\omega_{\text{лоп. мин}} = \omega_{\text{рот}} \frac{1 + 0,3}{1 + 0,3^2 + 2 \cdot 0,3} = \omega_{\text{рот}} \frac{1,3}{1,69} = \omega_{\text{рот}} 0,78$$

и

$$\omega_{\text{лоп. макс}} = \omega_{\text{рот}} \frac{1 - 0,3}{1 + 0,3^2 - 2 \cdot 0,3} = \omega_{\text{рот}} \frac{0,7}{0,49} = \omega_{\text{рот}} 1,43.$$

Имея угловую скорость лопатки, мы можем найти ее окружную скорость для любой точки, удаленной на расстояние r от центра вращения лопатки:

$$v_{\text{лоп}} = \omega_{\text{лоп}} r.$$

Часто бывает желательно знать скорость любой точки лопатки не относительно оси вращения ее, а относительно центра ротора. Тогда поступают следующим образом (см. фиг. 104).

Из тр-ка $OO'H$ находим по теореме синусов:

$$\frac{O'H}{\sin \beta_n} = \frac{OH}{\sin (180^\circ - \alpha)} = \frac{r_p}{\sin \alpha};$$

имеем:

$$r_x = O'H = r_p \frac{\sin \alpha}{\sin \beta_n}.$$

Выше было найдено, что

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi}.$$

Так как

$$\sin \beta_n = \frac{\operatorname{tg} \beta_n}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_n}} = \frac{\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)^2}},$$

то, очевидно,

$$\begin{aligned} r_x &= r_p \frac{\frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha + \varphi}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \varphi} \right)^2}} = r_p \frac{\sin^2 \alpha (\cos \alpha + \varphi)^2}{(\cos \alpha + \varphi) \sqrt{\cos^2 \alpha + 2\varphi \cos \alpha + \varphi^2 + \sin^2 \alpha}} = \\ &= r_p \frac{\sin^2 \alpha (\cos \alpha + \varphi)^2}{\sqrt{1 + 2\varphi \cos \alpha + \varphi^2}}. \end{aligned}$$

И тогда

$$v_{x \text{ лоп}} = \omega_{\text{лор}} r_p \frac{\sin^2 \alpha (\cos \alpha + \varphi)}{\sqrt{1 + 2\varphi \cos \alpha + \varphi^2}}.$$

Далее, зная скорость лопатки, можно найти ее ускорение:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{d^2 \beta}{dt^2} = \frac{d^2 \beta}{d\alpha^2} \frac{d\alpha^2}{dt^2} = \omega_{\text{ром}}^2 \frac{d\omega_{\text{лор}}}{d\alpha} = \omega_{\text{ром}}^2 \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{1 + \varphi \cos \alpha}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha} \right); \\ \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{1 + \varphi \cos \alpha}{1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha} \right) &= \frac{(-\varphi \sin \alpha)(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha) + 2\varphi \sin \alpha(1 + \varphi \cos \alpha)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2} = \\ &= \frac{(-\varphi \sin \alpha)(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha - 2 - 2\varphi \cos \alpha)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2} = \\ &= \frac{(-\varphi \sin \alpha)(-1 + \varphi^2)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2} = \frac{\varphi \sin \alpha (1 - \varphi^2)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2}. \end{aligned}$$

Вводя это в выражение для ε , получим:

$$\varepsilon = \omega_{\text{ром}}^2 \frac{\varphi \sin \alpha (1 - \varphi^2)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2}. \quad (115)$$

Окружное ускорение лопатки для любой точки, удаленной от центра вращения на расстояние r , найдется из ф-лы:

$$j = \varepsilon r = r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{\varphi \sin \alpha (1 - \varphi^2)}{(1 + \varphi^2 + 2\varphi \cos \alpha)^2}. \quad (116)$$

Переходим к выяснению данных, необходимых для расчета на прочность лопатки.

Зная ускорение, можно найти инерционное усилие, действующее на лопатку, возникающее как следствие ее неравномерного вращения:

$$P_{ин} = mj = \frac{G}{g} j = \frac{G}{g} r_u \varepsilon \text{ кг;} \quad (117)$$

где G — вес части лопатки (в зависимости от того, какое сечение рассматривается на инерционное усилие) в кг;

g — ускорение силы тяжести = 981 см/сек^2 ;

r_u — радиус до центра инерции части лопатки в см;

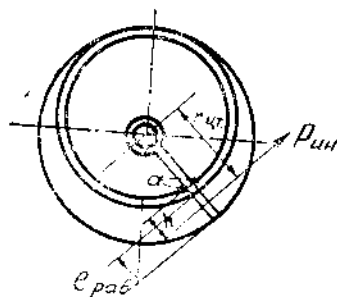
ε — угловое ускорение лопатки.

Это усилие, приложенное в центре инерции выступающего из ротора свободного конца лопатки, создает момент, величина которого определяется формулой:

$$M_{ин} = P_{ин} h = \frac{G}{g} r_u \varepsilon h, \quad (118)$$

где h — расстояние от точки приложения силы $P_{ин}$ до опасного сечения.

Довольно часто опасное сечение находится в центре шарнира a (см. фиг. 105), в котором ходит лопатка. Тогда $h = r_u - r_p$. Кроме того на лопатку будет действовать, как уже указывалось, избыточное давление со стороны камеры, в которой идет сжатие или вытеснение. Обозначим величину этого избыточного давления через Δp .



Фиг. 105.

Величина этого усилия найдется для данного положения лопатки как разность давлений $P_a = P_0 \left(\frac{F_0}{F_a} \right)^{1,38}$ и давления в камере, где идет всасывание, — P_0 . Таким образом,

$$\Delta p = P_a - P_0 = P_0 \left(\frac{F_0}{F_a} \right)^{1,38} - P_0 = P_0 \left[\left(\frac{F_0}{F_a} \right)^{1,38} - 1 \right] \text{ кг/м}^2, \quad (119)$$

где P_a — давление в камере, где идет сжатие или вытеснение (в последнем случае $P_a = P_s$);

P_0 — давление в камере, где идет всасывание или лишь начинается сжатие (в первом случае P_0 часто равняется величине порядка $0,95 \text{ кг/см}^2$);

F_0 — площадь, ограничиваемая раствором лопаток камеры, где имеется давление P_0 (обычно симметрична относительно оси);

F_a — площадь в камере, где имеется давление P_a .

Имея величину Δp , мы можем найти величину создаваемого этим усилием момента, полагая его равномерно распределенным:

$$M_{изб} = 10\,000 \Delta p l_{раб} B \left(\frac{l_{раб}}{2} + x \right) \text{ кг·см}, \quad (120)$$

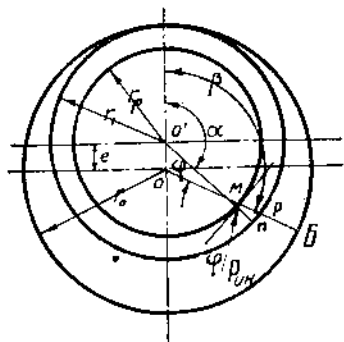
где x — величина, учитывающая расстояние опасного сечения от наружного диаметра ротора. Величина его колеблется от 0 до $(r_1 - r_p)$ и при некоторых конструкциях (например, сухари) является величиной переменной в зависимости от α .

Нужно иметь в виду, что оба эти момента изгибают лопатку. Опасным сечением будет в различных случаях различная плоскость в зависимости от конструкции, но часто принимают, что сечение, лежащее у наружного края шарнира a (см. фиг. 105), и есть опасное сечение. В приведенных выше формулах мы считаем плечо изгибающего момента равным длине от точки приложения силы до центра (а не наружного края)

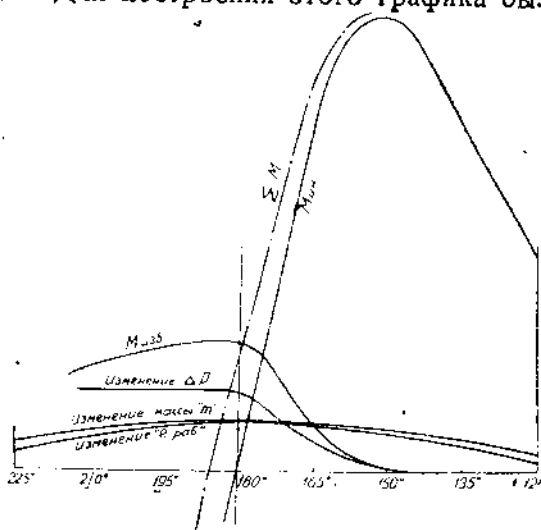
шарнира, а радиус до центра шарнира постоянным. Первое создает некоторое увеличение (впрочем весьма незначительное) изгибающих моментов и тем самым некоторый дополнительный запас прочности, давая возможность определить действующие на лопатки усилия до выполнения полного расчета размеров шарнира.

Имея ф-лы (118) и (119), мы можем построить кривые обоих моментов и, суммируя их, найти максимальное значение суммарного момента изгибающего выступающую часть лопатки. На фиг. 107 показаны результаты подобного суммирования моментов. Для построения этого графика были сначала построены следующие кривые:

1. Кривая изменения длины выступающей части лопатки $l_{\text{раб}}$ (см. фиг. 107) в зависимости от угла поворота ротора.



Фиг. 106.



Фиг. 107.

Для построения этой кривой пользуются следующими соотношениями (см. фиг. 106):

$$l_{\text{раб}} = PB = r_0 - OP = r_0 - (OM + MP).$$

Из треугольника OMO' находим:

$$\frac{OM}{e} = \frac{\sin(180^\circ - \alpha)}{\sin \varphi},$$

но

$$\sin \varphi = \sin [180^\circ - (180^\circ - \alpha) - \beta] = \sin (\alpha - \beta),$$

откуда

$$OM = \frac{e \sin \alpha}{\sin (\alpha - \beta)}.$$

Далее, из треугольника MPH , принимая его прямоугольным, что при малости его делает допускаемую ошибку незначительной, найдем:

$$MP = \frac{r_1 - r_p}{\cos \varphi} = \frac{r_1 - r_p}{\cos (\alpha - \beta)}.$$

Тогда

$$l_{\text{раб}} = PB = r_0 - \frac{e \sin \alpha}{\sin (\alpha - \beta)} - \frac{r_1 - r_p}{\cos (\alpha - \beta)}. \quad (121')$$

Заменив r_1 и r_p через r_0 и сделав соответствующие перемножения, сокращения и пр., получим:

$$l_{\text{раб}} = \frac{r_0}{\varphi + \psi} \left[\varphi + \psi - \frac{\varphi \sin \alpha}{\sin (\alpha - \beta)} - \frac{(\psi - 1)}{\cos (\alpha - \beta)} \right]. \quad (121)$$

Результаты подсчета по формулам (121) и (121') в пределах угла, на протяжении которого будет иметь место сжатие и вытеснение, т. е. угла $\alpha_0 - \gamma$ (см. фиг. 102), и нанесены на фиг. 107.

2. Кривая изменения массы свободной части лопатки в зависимости от угла поворота ротора (в данном случае лопатка имела сечение сплошного прямоугольника и толщина ее уменьшалась к наружному концу).

3. Кривая изменения Δp в зависимости от поворота ротора; построение ее произведено по ф-ле (119).

4. Кривая изменения момента $M_{изб}$ по ф-ле (120).

5. Кривая изменения момента $M_{ин}$ по ф-ле (118).

Последние две кривые, которые строятся в одинаковом масштабе, так как обе они имеют размерность кг·см, суммируются графически, что дает кривую ΣM , получение которой и является собственно задачей всего данного подсчета.

Кривая ΣM дает нам максимальный изгибающий момент для выступающей части лопатки как по абсолютной его величине, так и по углу, при котором он имеет место. Напряжение тогда будет равно $\sigma_{ин} = -\frac{\Sigma M}{W}$. По-

путно следует заметить, что этот угол обычно лежит в интервале $\alpha = 150 - 160^\circ$.

Помимо этих моментов на лопатку действуют еще центробежные силы, стремящиеся оторвать лопатку или часть ее, что создает дополнительные к изгибу напряжения. Поэтому нужно рассчитать лопатку на разрыв центробежными силами в опасном в отношении изгиба сечении. Полученное напряжение нужно прибавить к напряжению от изгиба. Величину центробежной силы подсчитываем по обычной формуле:

$$R_{центроб} = m\omega_{\text{лоп}} r_{\text{цт}}.$$

Величина допустимого напряжения определяется качеством материала, взятого для изготовления лопаток.

Ротор рассчитывается на совместное действие сил, передаваемых ему лопаткой в шарнире, и центробежных.

Для определения крутящего момента насоса и его изменения следует взять усилие от инерционного момента на ободе ротора, подсчитываемого по ф-ле 118, но с подстановкой массы всей лопатки, а не части ее:

$$P_{ин. \text{ рот}} = \frac{M_{ин. \text{ полн.}}}{r_1 - [l_{\text{раб}} + (r_1 - r_p)]}.$$

Это усилие нужно отнести к оси вращения ротора. Плечо относительно этой силы будет всегда r_p , а слагающие силы, направленные перпендикулярно к этому радиусу, можно найти следующим образом (см. фиг. 106):

$$P_{ин. \text{ рот}} \cos(\alpha - \beta).$$

После находим момент: $M = P_{ин. \text{ рот}} r_p \cdot \cos(\alpha - \beta)$.

Аналогично можно построить кривую моментов от сил избыточного давления. Суммируя эти моменты от всех лопаток, можем найти суммарный крутящий момент, который должен быть приложен к валу насоса.¹

Насос следует проверить на крутильные колебания. При расчете вала нужно, кроме центробежных и касательных инерционных сил, учесть радиальное давление воздуха на ротор.

В остальном детали насоса рассчитываются по общим правилам для деталей машин на основе учета воздействия указанных выше сил.

¹ Более подробно по этому вопросу см. журн. „Дизелестроение“ № 5 за 1933 г., статья инж. Волкова „К расчету воздушных ротативных насосов“.

IX. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВОЗДУШНЫХ РОТАТИВНЫХ НАСОСОВ ТИПА ЦЕЛЛЕР ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Точно так же, как и для насоса типа Пауэрплюс, расчет следует начать с определения количества воздуха, подлежащего подаче за один оборот ротора.

Последнее аналогично насосу типа Пауэрплюс составит:

$$V'_{1\text{об}} = \frac{V_{\text{н.н.}}}{n} \quad (122)$$

Число оборотов насоса выбирается обычно таким, чтобы была соблюдена определенная величина окружной скорости, так как, чем меньше последняя, тем меньше потери мощности на трение, но зато больше потери от утечек, так как при получающейся при этом меньшей окружной скорости меньше центробежная сила лопаток и хуже уплотнение. С этой точки зрения нижним пределом скорости следует считать окружную скорость

$$V_{\text{окр}} = 7,5 \text{ м/сек.}$$

Верхний предел окружной скорости зависит от качества материалов лопатки и цилиндра, конструкции насоса с точки зрения влияния трения лопаток о стенки цилиндра (износ) и пр. Нормальным считается применение окружных скоростей до 15 м/сек для обычных, не особенно облегченных машин. В машинах очень напряженных, например, авиационных, эта скорость может браться значительно более высокой, например до 60 м/сек.

Так же, как и в случае насоса типа Пауэрплюс, производительность насоса по всасыванию должна быть выбрана несколько большей, чем $V'_{1\text{об}}$ из тех соображений, что имеют место утечки, разрежение при всасывании, влияние вредного пространства и пр. Специальных исследований по определению такого коэффициента так же, как и для насоса Пауэрплюс, нет.

Довольно грубо можно оценить потери в данном случае величиной $\varphi = 1,10 \div 1,20$ (10% по результатам американских испытаний), причем большая из цифр относится к более тихоходным насосам. Таким образом,

$$V_{1\text{об}} = \varphi V'_{1\text{об}} = (1,10 \div 1,20) \frac{V_{\text{мин}}}{n} \quad (122)$$

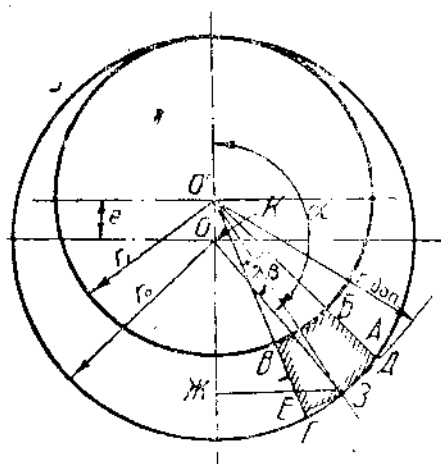
Переходим к выяснению зависимости производительности насоса за один оборот от его основных размеров.

С целью упрощения вывода допустим, что объем камеры, образуемой двумя соседними лопатками, равен произведению из длины цилиндра на площадь ΔBBE , а не, как в действительности, на площадь ΔBBF . Это допущение при большом числе лопаток дает

очень незначительную ошибку, как показывает опыт, не свыше 1,5%. Проведем радиус OZ , соединяющий центр цилиндра с серединой дуги между лопатками по окружности цилиндра. Угол поворота этого радиуса от начального положения назовем α . Кроме того проведем из точки Z горизонталь до пересечения с осью цилиндра в точке $Ж$. Тогда имеем:

$$OZ^2 = r_0^2 = ZЖ^2 + OЖ^2;$$

$$OЖ = r_0 \cos (180^\circ - \alpha) = -r_0 \cos \alpha.$$



Фиг. 108.

Тогда

$$\overline{3JK^2} = r_0^2 - OJK^2 = r_0^2 - r_0^2 \cos^2 \alpha.$$

$$\begin{aligned} \text{Далее, } \overline{O'3^2} = r_{\text{дон}}^2 = \overline{3JK^2} + (\overline{OJK} + \overline{OO'})^2 &= \overline{3JK^2} + \overline{OJK^2} + 2\overline{OJK} \cdot \overline{OO'} + \overline{OO'^2} = \\ &= r_0^2 - r_0^2 \cos^2 \alpha + r_0^2 \cos^2 \alpha + 2(-r_0 \cos \alpha)e + e^2 = r_0^2 - 2r_0 e \cos \alpha + e^2. \end{aligned}$$

Теперь найдем площадь $ЕВБД$, приближенно равную площади $ГВБА$.

$$\text{пл. } ЕВБД = \frac{\pi 2\beta}{360} (r_{\text{дон}}^2 - r_1^2).$$

Так как $r_1 = r_0 - e$ и $r_1^2 = (r_0 - e)^2$, то

$$\begin{aligned} \text{пл. } ЕВБД = F_z &= \frac{\pi 2\beta}{360} [r_0^2 - 2r_0 e \cos \alpha + e^2 - (r_0 - e)^2] = \\ &= \frac{\pi 2\beta}{360} [r_0^2 - 2r_0 e \cos \alpha + e^2 - r_0^2 + 2r_0 e - e^2] = \frac{\pi 2\beta}{360} 2r_0 e [1 - \cos \alpha]. \quad (123) \end{aligned}$$

Очевидно, что максимальной величины эта площадь достигает при $\alpha = 180^\circ$ и минимальной при $\alpha = 0$. Имеем тогда:

$$F_{z \text{ макс}} = \frac{\pi 2\beta}{360} 2r_0 e (1 - \cos 180^\circ) = \frac{\pi 2\beta}{360} 2r_0 e [1 - (-1)] = 4 \frac{\pi 2\beta}{360} r_0 e \quad (123')$$

и

$$F_{z \text{ мин}} = \frac{\pi 2\beta}{360} 2r_0 e (1 - \cos 0^\circ) = \frac{\pi 2\beta}{360} 2r_0 e [1 - (+1)] = 0. \quad (123'')$$

Как видно, ф-ла (123) неточна, ибо при положении $\alpha = 0$ площадь $F_{z \text{ мин}} \neq 0$ и характеризует величину вредного пространства данного насоса, но, как указывалось выше, ошибка, даваемая ф-лой (123), невелика, а для F_0 (при котором F_z достигает максимума) достигает величины менее 0,5%. Поэтому этой формулой можно пользоваться на практике с достаточной точностью.

Исходя из ф-лы (123), можно найти производительность насоса за один оборот, умножая площадь камеры F_0 на число камер и длину цилиндра. Тогда имеем:

$$V'_{106} = F_0 \cdot z \cdot B = 4 \frac{\pi 2\beta}{360} r_0 e z B.$$

Если теперь учтем, что $\frac{360}{2\beta} = z$, то предыдущее выражение примет вид

$$V'_{106} = 4 \pi r_0 e B. \quad (124')$$

Однако в этой формуле не учтено наличие между отдельными камерами лопаток, имеющих толщину s и уменьшающих, очевидно, емкость каждой камеры. Это может быть учтено следующим образом. Представим ф-лу (124') в таком виде:

$$V'_{106} = 2eB \cdot 2\pi r_0,$$

где $B \cdot 2\pi r_0$ представляет собой поверхность цилиндра. Можно представить себе, что эта поверхность перемещается на длину $2l$, т. е., что данный насос является как бы поршневым, рабочая площадь которого $B2\pi r_0$, а ход — $2e$. Однако в действительности рабочей площадью является не $B \cdot 2\pi r_0$, а меньшая, на площадь, занимаемую торцами пластинок, т. е.

$$B2\pi r_0 - Bs z,$$

где, как было указано выше, s — толщина пластинки лопатки, а z — число лопаток.

При этом формула, определяющая теоретический объем, засасываемый насосом за один оборот, примет такой вид:

$$V'_{1\text{об}} = 2eB(2\pi r_0 - sz), \quad (124)$$

а минутная подача насоса, равная, исходя из ф-лы (122'),

$$V_{\text{мин}} = V'_{1\text{об}} \cdot \frac{n}{\varphi},$$

найдется как

$$V_{\text{мин}} = 2eB(\pi D_0 - sz) \frac{n}{\varphi}. \quad (125)$$

Этой формулой, которая иногда еще дается в следующем виде:

$$V_{\text{мин}} = 2eB(\pi D_0 - sz) n \cdot \eta_{\text{под}}, \quad (125')$$

где D_0 — диаметр цилиндра,

$\eta_{\text{под}}$ — коэффициент подачи,

и пользуются при расчете насоса типа Целлера.

Величина $\eta_{\text{под}}$ для давлений порядка $2 \div 4$ ат может быть подсчитана по формуле:

$$\eta_{\text{под}} = 100 - 5 \frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} \cdot 10^0.$$

Необходимо отметить следующее обстоятельство. Из формул для F_a и F_0 следует, что

$$\frac{F_a}{F_0} = \frac{1 - \cos \alpha}{2}, \quad \text{т. е.} \quad \frac{V_a}{V_0} = \frac{1 - \cos \alpha}{2},$$

а, так как здесь, как и в насосе типа Пауэрплюс,

$$\frac{V_{\text{нач}}}{V_{\text{кон}}} = \frac{F_0}{F_{\text{кон}}} = \left(\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} \right)^{\frac{1}{m}},$$

то

$$\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} = \left(\frac{F_0}{F_{\text{кон}}} \right)^m = \left(\frac{2}{1 - \cos \alpha_{\text{кон}}} \right)^m$$

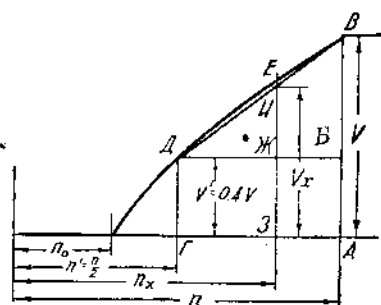
и

$$p_{\text{кон}} = p_{\text{нач}} \left(\frac{2}{1 - \cos \alpha_{\text{кон}}} \right)^m. \quad (126)$$

Эта формула служит для определения конечного давления, развиваемого насосом, причем $\alpha_{\text{кон}}$ — угол между осью передней лопатки данной камеры, когда она дошла до кромки, открывающей нагнетательный патрубок, и осью цилиндра. Здесь m , показатель политропы сжатия, из-за нагрева воздуха от трения лопаток имеет величину, большую 1,4 и равную примерно 1,5—1,6.

Выше уже указывалось на то, что величина окружной скорости лопаток играет в этих насосах существенную роль с точки зрения уплотнения, создаваемого лопатками, а, следовательно, и производительности насоса. Поэтому в этих насосах при изменении числа оборотов производительность изменяется не прямо пропорционально числу оборо-

тов, а как-то иначе. Например, опытным путем установлено, что при уменьшении числа оборотов в 2 раза производительность уменьшается в 2,5 раза,



Фиг. 109.

т. е. при $n' = 0,5 n - V'_{\min} = 0,4 V_{\min}$. Исходя из этого, можно установить приближенную формулу для подсчета производительности при изменении числа оборотов. На фиг. 109 дана кривая *ДЕВ*, изображающая изменение производительности (ординаты) с изменением числа оборотов (абсциссы). Числу оборотов n — соответствует производительность V , а числу оборотов $n' = 0,5 n$ — производительность $V' = 0,4 V$. Нам необходимо найти производительность V_x при промежуточном числе оборотов n_x .

Допустим, что изменение производительности при изменении числа оборотов изображается не кривой линией *ДЕВ*, а прямой *ДИВ*, достаточно близкой к этой кривой. Тогда будем иметь:

$$\bar{V}_x = \bar{ЖЗ} + \bar{ЖИ}.$$

Из треугольника *ДВБ* и подобного ему *ДИЖ* получим:

$$ИЖ = ВБ \frac{ДЖ}{ДВ} = 0,6 V \frac{n_x - \frac{n}{2}}{n - \frac{n}{2}} = 1,2 V \frac{n_x - \frac{n}{2}}{n};$$

при $ЖЗ = 0,4 V$.

Тогда

$$\begin{aligned} V_x = ИЗ = ИЖ + ЖЗ &= 1,2 V \frac{n_x - \frac{n}{2}}{n} + 0,4 V = \\ &= V \left(1,2 \frac{n_x}{n} - 1,2 \cdot 0,5 + 0,4 \right) = V \left(1,2 \frac{n_x}{n} - 0,2 \right). \end{aligned} \quad (127)$$

Отсюда можно получить и другую величину — число оборотов, обеспечивающее производительность V_x , а именно:

$$n_x = \frac{5}{6} n \left(\frac{V_x}{V} + 0,2 \right). \quad (128)$$

Далее, пользуясь формулой производительности (125'), можно определить и изменение коэффициента подачи $\eta_{под}$ для данного насоса. Имеем:

$$V = 2eB(\pi D_0 - sz) \pi \eta_{под} = c \eta_{под} \cdot n$$

соответственно

$$V_x = c \cdot \eta_{подx} \cdot n_x.$$

Подставив эти значения в ф-лу (127), получим:

$$V_x = c \cdot \eta_{подx} \cdot n_x = c \cdot \eta_{под} n \left(1,2 \frac{n_x}{n} - 0,2 \right),$$

откуда

$$\eta_{подx} = \eta_{под} \frac{n}{n_x} \left(1,2 \frac{n_x}{n} - 0,2 \right) = \eta_{под} \left(1,2 - 0,2 \frac{n}{n_x} \right). \quad (129)$$

Можно, таким образом, отметить, что изменение числа оборотов влияет на работу ротационного насоса значительно меньше, чем, например, центробежного, см. об этом далее.

Нужно еще отметить то обстоятельство, что здесь увеличение числа лопаток производит действие, противоположное действию его в насосе Пауэрплюс, так как с увеличением числа лопаток растет член sz в ур-нии (125) или (125') и соответственно уменьшается производительность.

Для расчета насоса типа Целлер (или Виттиг, конструкция которого очень близка к типу Целлер) необходимо выбрать несколько основных величин. Обозначим отношения:

$$\frac{r_1}{r_0} = \alpha, \frac{e}{r_0} = \beta \text{ и } \frac{B}{2r_0} = \gamma.$$

Тогда имеем следующие употребительные величины этих отношений для интересующих нас в данном случае насосов низкого давления (до 2 ат):

$$\alpha = 0,80 \div 0,90.$$

Исходя из этого, имеем: $\alpha = \frac{r_0 - e}{r_0} = 1 - \frac{e}{r_0} = 1 - \beta$,

и тогда

$$\beta = 1 - \alpha = 1 - (0,8 \div 0,9) = 0,2 \div 0,1.$$

Употребительные значения для тихоходных машин

$$e \cong (0,10 \div 0,13) r_0; \quad \gamma = 1,2 \div 2,1.$$

При этих значениях окружная скорость обычно равняется $10 \div 12,5$ м/сек для более быстроходных машин $e \cong (0,11 \div 0,16) r_0$, а γ чаще всего меньше единицы.

В таблице XXVI приведены основные данные по подобным насосам.

Таблица XXVI

Завод	Швейцарское локомотивное о-во	Клейн, Шанц- ли и Беккер	Клейн, Шанц- ли и Беккер	Демаг	Демаг РС6К	Горловский завод	Модаар Крупп	Козетт	Целлер Z1	Целлер Z2	Целлер ре- версивная	Целлер	Виттиг
$\alpha = \frac{r_1}{r_0}$	0,915	0,874	0,834	0,9	0,822	0,875	0,75	0,837	0,822	0,86	0,78	0,808	0,88
$\beta = \frac{e}{r_0}$	0,083	0,128	0,166	0,0974	0,11	0,127	0,125	0,163	0,162	0,1045	0,244	0,11	0,12
$\gamma = \frac{B}{2r_0}$	1,71	1,948	1,165	1,485	2,16	1,39	0,444	1,125	0,364	1,18	0,73	0,293	1,85
n	—	—	9,80	1450	980	960	500	—	3500	4500	2000	—	3000
$VM^3/мин$	—	—	~ 10	3,0	~ 10	6,5	—	—	7,35	1,05	—	—	1,58

По поводу этих величин нужно сделать следующие замечания.

1. Чем меньше выбирается отношение $\alpha = \frac{r_1}{r_0}$, тем больше при данном диаметре цилиндра получается производительность, а так как при этом сечение щелей, через которые происходят утечки, неизменно, то и относительная величина утечек в этом случае падает (в пересчете ко всей производительности). Однако чрезмерное уменьшение $\frac{r_1}{r_0}$ также нецелесообразно, из тех соображений, что при этом потери на трение лопаток возрастают.

2. Чем более высокое давление должен дать насос, тем меньше следует выбирать величину e .

3. Чем больше $\gamma = \frac{B}{2r_0}$, тем длиннее получается лопатка; при этом возможно заедание ее в пазе. Чем короче лопатка, тем больше потери от утечек с торцевых сторон ротора. Рекомендуемая средняя величина примерно $B = 1,8 D_0 = 3,6 r_0$. Однако при большом числе оборотов из соображений уменьшения нагрузок на лопатки эти величины уменьшают до 1,0 и меньше (см. таблицу).

Далее необходимо выбрать число лопаток. Чем больше число их, тем меньше утечки и вредное пространство, а также больше равномерность подачи. Зато увеличение числа лопаток влияет на производительность на-

сосу в смысле уменьшения ее влияние члена sz в ф-ле (124) или (125')] и на увеличение затраты мощности как следствие увеличения работы трения.

Практически употребительные числа лопаток для крупных тихоходных насосов — от 12 до 24, причем число это ближе к нижнему пределу для машин меньшей производительности и низкого давления и к верхнему — для более крупных машин и высокого давления. Однако в последнее время в связи со стремлением уменьшить центробежные силы лопаток и работы трения их, заметна тенденция к резкому сокращению числа лопаток в машинах низкого давления (см. об этом в отделе о конструкциях). Так, есть ряд быстроходных конструкций (особенно когда играет роль малый вес механизма), где число лопаток сведено к четырем. Толщина лопаток выбирается от 1 до 3 мм с тем, чтобы вес их был по возможности невелик.

Таким образом, схема расчета насоса такова: выбирают для данной производительности насоса ряд коэффициентов и показателей, а именно α и как следствие этого β , а затем γ , число лопаток z и их толщину s .

Пользуясь этими величинами, находят основной размер насоса (обычно r_0) по приближенной формуле:

$$r_0 = 0,345 \sqrt[3]{\frac{V_{106}}{\beta \cdot \gamma}} \quad (130)$$

Затем по коэффициентам находят прочие величины. Полученные величины необходимо проверить подстановкой в ф-лу (124) или (125').

Нужно отметить, что насосы типа Целлер и Виттиг применять для больших производительностей нецелесообразно, ибо при больших размерах их приходится делать тихоходными из-за того, что при больших скоростях лопатки не выдерживают напряжений (см. далее). Поэтому при очень больших производительностях и малых напорах рационально применять центробежные насосы. Однако последние обладают тем недостатком, что производительность их слишком сильно зависит от числа оборотов (падает непропорционально числу их), что для двигателей внутреннего сгорания невыгодно.

Пример 29. Нужно определить размеры ротативного насоса типа Целлер для производительности в $8,76 \text{ м}^3/\text{мин}$. Задано число оборотов насоса 1000 в мин. Тогда производительность насоса за один оборот определится по ф-ле (122'):

$$V'_{106} = \frac{V_{\text{мин}}}{n} = \frac{8,76}{1000} = 0,00876 \text{ м}^3 = 8760 \text{ см}^3/\text{об}$$

$$V'_{106} = \varphi V'_{106} = 1,20 \cdot 8760 = 10400 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Коэффициентом $\varphi = 1,2$ учтены уже утечки и разрежение при всасывании. Примем число лопаток 18 и толщину их 2 мм.

Выберем теперь в соответствии с указанием при ф-ле (130) величины коэффициентов β и γ . Если мы выбираем $\beta = 2,00$, а $\gamma = 0,12$, то этим мы выбираем соотношение диаметров ротора и цилиндра $\alpha = 1 - \gamma = 0,88$.

Теперь по ф-ле (130) найдем:

$$r_0 = 0,345 \sqrt[3]{\frac{V'_{106}}{\beta \cdot \gamma}} = 0,345 \sqrt[3]{\frac{10400}{2,0 \cdot 0,12}} = 0,345 \sqrt[3]{43360} =$$

$$= 0,345 \cdot 35 \cdot 13 = 12,11 \text{ см}.$$

Таким образом $D_0 = 2 \cdot 12,11 = 24,22 \text{ мм}$. Округляем до 245 мм и соответственно получим: $e = \gamma r_0 = 0,12 \cdot 12,25 = 1,47 \text{ см}$. Округляем до 1,45 см и $B = \beta r_0 = 2 \cdot 245 = 490 \text{ мм}$.

Проверим полученные величины подстановкой в ф-лу (125'):

$$V_{\text{мин}} = 2eB (\pi D_0 - sz) n \cdot \eta_{\text{пол}} =$$

$$2 \cdot 1,45 \cdot 49 (3,14 \cdot 24,5 - 18 \cdot 0,2) \cdot 1000 \cdot \frac{1}{1,2} =$$

$$= 118415 (76,93 - 3,6) = 8680000 \text{ см}^3 = 8,68 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Таким образом выоранные величины дают насос, примерно удовлетворяющий поставленному заданию. Для нахождения угла, на который должен повернуться ротор от начального положения, чтобы объем камеры, в которой происходит сжатие, уменьшился до величины, дающей нужное конечное давление, надо поступить следующим образом.

По ф-ле (126) имеем:

$$\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} = \left(\frac{2}{1 - \cos \alpha_{\text{кон}}} \right)^m. \quad (126)$$

Примем, что требуется получить конечное давление в 1,5 больше, чем начальное. Задаваясь показателем $m \cong 1,55$, найдем тогда:

$$1,5 = \left(\frac{2}{1 - \cos \alpha_{\text{кон}}} \right)^{1,55}$$

и далее

$$\cos \alpha_{\text{кон}} = 1 - \frac{2}{1,5^{1,55}} = 1 - \frac{2}{1,2985} = -0,553.$$

Так как косинус имеет отрицательные значения для углов $(180 \pm \alpha)$, то, очевидно (так как сжатие только начнется при $\alpha = 180^\circ$), искомый угол будет: $180^\circ + 56^\circ 25' = 236^\circ 25'$.

Если кромка, ограничивающая выпускной канал, будет поставлена так, что при $\alpha = 236^\circ 25'$ передняя лопатка данной камеры откроет камеру в нагнетательный патрубок, то в камере будет давление в 1,5 раза больше начального.

Х. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ РОТАТИВНЫМ ВОЗДУШНЫМ НАСОСОМ ТИПА ЦЕЛЛЕР

В отношении расхода мощности для насосов типа Целлер имеет место то же положение, что и для типа Пауэрплюс, а именно, поскольку давление конца сжатия имеет определенную, зависящую от конструкции насоса, величину, и может быть больше или меньше имеющегося в сети давления, индикаторная диаграмма может иметь вид, как на фиг. 103.

В соответствии с этим уравнение работы примет такой же вид, как и в ф-ле (111).

$$E_{\text{собщ}} = V_{\text{нач}} \left[p_a \frac{\epsilon^{\frac{m-1}{m}} - \epsilon^{\frac{m-1}{m}}}{m-1} + \frac{p_p}{\epsilon^{\frac{1}{m}}} \right].$$

Полагая в насосе типа Целлер показатель политропы сжатия, как следствие нагрева от трения лопаток о стенки, большим, чем $k = 1,41$, и равным примерно 1,53 (по американским опытам), получим формулу для определения мощности насоса в виде:

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{E_{\text{собщ}} z \cdot n}{75 \cdot 60 \cdot \eta_m} = \frac{z \cdot n \cdot V_{\text{нач}} \cdot 10^4}{75 \cdot 60 \cdot \eta_m} \left[p_a \frac{\epsilon^{1,53-1} - 1}{1,53-1} + \frac{p_p}{\epsilon^{1,53}} \right] = \\ &= \varphi \cdot \frac{V_{\text{мин}} 10^4}{4500 \cdot \eta_m} \left[p_a \frac{\epsilon^{0,346} - 1,53}{0,53} + \frac{p_p}{\epsilon^{0,654}} \right] = \\ &= (2,445 \div 2,675) \frac{V_{\text{мин}}}{\eta_m} \left[\frac{p_a}{0,53} (\epsilon^{0,346} - 1,53) + \frac{p_p}{\epsilon^{0,654}} \right]. \quad (131) \end{aligned}$$

Нужно отметить, что влияние неравенства давлений в ресивере и конце сжатия в небольших пределах сказывается не очень сильно. Так по под-

счетом Баума¹ при отношении давления в 1,4 колебание в 1,3 ÷ 1,5 и при 1,65 и 2,0 соответственно: 1,05 ÷ 1,8 и 1,8 ÷ 2,3 дает превышение теоретической мощности для $p_r = p_s$ не более 10%. Однако при этом условия приятны, так как имеют место удары при выравнивании давлений, и насос работает с шумом.

Далее нужно отметить, что зависимость потребной работы от числа оборотов значительно сложнее, чем таковая для производительности, коэффициента полезного действия и пр. (см. об этом предшествующий раздел). Это происходит вследствие чрезвычайной сложности, определения зависимости работы трения от числа оборотов в многочисленных трущихся частях этого насоса, как то: подшипники, сальники, лопатки в прорезах ротора и на поверхности цилиндра (в последнем случае трение растёт примерно пропорционально квадрату скорости).

Эту зависимость с достаточной точностью можно определить лишь опытным путем. На фиг. 110 показаны результаты испытания одного из насосов типа Целлер. Его основные данные таковы: диаметр цилиндра — 105 мм, диаметр ротора — 85 мм, длина цилиндра и лопаток — 124 мм, число лопаток — 2, число выступающих концов — 4, число оборотов — 4500 в мин., теоретическая производительность $\cong 4,0$ м³/мин, отношение $\alpha = 0,81$, отношение $\beta = 0,1045$, отношение $\gamma = 1,18$.

Лопатки снабжены башмаками, опирающимися на неподвижный эксцентрик (см. об этом дальше). На диаграмме даны величины: мощность, потребная для сжатия воздуха N_0 ; мощность, потребная для прокручивания насоса N_m , и полная мощность, равная $N_e = N_0 + N_{потерь}$ причем $N_{потерь}$ — потери на трение и пр.

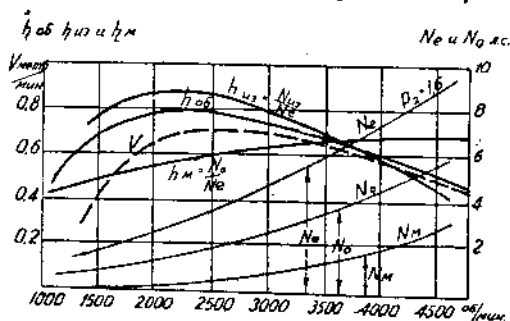
Чем большее процентное участие в N_e принимает величина $N_0 - N_m$, тем лучше происходит в насосе превращение энергии и тем выше его к.п.д. Отношение $\frac{N_0}{N_e} = \eta_m$ дано в виде кривой на фиг. 110. Мы видим, что с увеличением числа оборотов это отношение все возрастает. Изотермический же к.п.д. $\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_e}$, наоборот резко падает, имея максимум при ~ 2100 — 2200 оборотов. Для числа оборотов 4500 — $\eta_{из}$ падает почти вдвое. Изложенное подтверждает сказанное выше о невыгодности насосов типа Целлер при большом числе оборотов с точки зрения расхода мощности.

Пример 30. Требуется определить мощность для насоса типа Целлер при производительности $G = 0,7$ кг/сек на высоте 5000 м. Насос должен подавать воздух с давлением 1,033 кг/см². Имеем для высоты в 5000 м давление $p_d = 0,533$ кг/см² и удельный вес $\gamma = 0,736$.

Находим при этих условиях минутную производительность насоса:

$$V_{мин} = \frac{0,7 \cdot 60}{0,736} = 57,1 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$\varepsilon = \frac{p_d}{p_1} = \frac{1,033}{0,533} = 1,94.$$



Фиг. 110.

¹ ZvD', 1926 г., № 19 и 22.

Тогда по ф-ле (131) найдем для условий $p_p = p_a$, $\varphi = 1,1$ и $\gamma_m = 0,85$:

$$\begin{aligned} N_e &= 2,445 \cdot \frac{V_{\text{мин}}}{\gamma_m} \left[\frac{p_a}{0,53} (\varepsilon^{0,346} - 1,53) + \frac{p_p}{\varepsilon^{0,654}} \right] = \\ &= 2,445 \cdot \frac{57,1}{0,85} \cdot \left[\frac{0,553}{0,53} (1,94^{0,346} - 1,53) + \frac{1,033}{1,94^{0,654}} \right] = \\ &= 164,1 \left[1,04 \cdot (1,257 - 1,53) + \frac{1,033}{1,542} \right] = 164,1 \cdot 0,387 = 63,5 \text{ л. с.} \end{aligned}$$

Сделаем подсчет по ф-ле (95):

$$N_e = \frac{P'_m \cdot V_{\text{мин}}}{60 \cdot 75 \gamma_m} = \frac{4060 \cdot 57,1}{4500 \cdot 0,85} = 62,3 \text{ л. с.},$$

где P'_m по диаграмме для $m \cong 1,53$ и $\varepsilon = 1,94$ равно примерно 7800 (при $p_a = 1,0$). Поскольку у нас $p_a = 0,533$, то и $p_m = 0,533$ $p'_m = 0,533 \cdot 7800 \cong 4060$.

Результаты достаточно близки друг к другу.

XI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В РОТАТИВНОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ ТИПА ЦЕЛЛЕР

В цилиндре насоса типа Целлер действуют те же силы, что и в насосе Пауэрплюс. Однако разница между насосом рассматриваемого типа и насосом Пауэрплюс заключается в том, что в данном случае мы имеем, помимо вращательного движения лопатки (переносное движение), еще и поступательное движение ее в пазах ротора (относительное движение). В таком случае как известно, возникают силы от так называемых ускорений Кориолиса, направленные перпендикулярно к относительной скорости в направлении вращения. Являясь силами инерции, возникающими вследствие наличия ускорения Кориолиса при движении, подобном описанному выше, эти силы вместе с давлением сжимаемого воздуха и нагружают в основном лопатки данного насоса.

Расчет лопатки, аналогично тому, как в случае насоса Пауэрплюс, сводится к определению напряжения от изгиба силами инерции (в данном случае силами Кориолиса) и силами давления воздуха (обычно направлены противоположно силам инерции, т. е. разгружают лопатку) в опасном сечении выдвинутой из ротора части лопатки. Расчет проводится в момент, когда деформирующая сила достигает максимальной величины.

Рассмотрим, какова величина этих сил при различных положениях ротора. Давление на лопатку в камере определяется таким же путем, как и в случае насоса Пауэрплюс, а именно:

$$\Delta p = P_a - P_0 = P_0 \left(\frac{F_0}{F_a} \right)^{1,53} - P_0 = P_0 \left[\left(\frac{F_0}{F_a} \right)^{1,53} - 1 \right] \text{ кг/м}^2, \quad (132)$$

где P_0 — давление в камере, имеющей поперечное сечение F_0 , соответствующее максимальному объему камеры, определяемому по ф-ле (123);

P_a — давление в камере, имеющей поперечное сечение F_a , определяемое по ф-ле (123).

При большом числе лопаток разность давлений может быть не $P_a - P_0$, а $P_a - P'_a$, причем P'_a — давление в камере, где так же идет уже сжатие.

Силы Кориолиса, действующие на лопатку, будут найдены следующим образом в зависимости от угла, образованного лопаткой с начальным положением.

По своей величине силы Кориолиса соответствуют ускорению, равному

$$w_k = 2\omega \cdot v_{отн} = \frac{\pi n}{30} v_{отн}$$

где w_k — ускорение Кориолиса,

ω — угловая скорость вращения,

$v_{отн}$ — скорость относительного (поступательного) движения.

Необходимо теперь найти величину относительной скорости.

Для этого нужно определить изменение длины радиуса, направленного по лопатке из центра ротора, с изменением угла поворота лопатки, и по этой зависимости найти скорость перемещения лопатки в радиальном направлении.

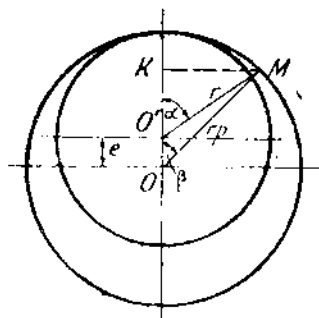
По фиг. 111 из треугольников KMO' и KMO найдем:

$$KO = O'M \cos \alpha + OO' \text{ и } KO = OM \cos \beta,$$

или, приравнявая обе правые части друг к другу:

$$O'M \cos \alpha + OO' = OM \cos \beta. \quad (a)$$

По теореме синусов найдем из треугольника $OO'M$:



Фиг. 111.

$$\frac{OM}{\sin \angle OO'M} = \frac{r_0}{\sin (180^\circ - \alpha)} = \frac{r}{\sin \beta} = \frac{O'M}{\sin \angle MO'O},$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{r_0} \text{ и } \cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{r_0} \sin \alpha\right)^2}.$$

Подставив это в полученное ранее равенство (a), найдем:

$$r \cos \alpha + e = r_0 \sqrt{1 - \frac{r^2}{r_0^2} \sin^2 \alpha};$$

$$(r \cos \alpha + e)^2 = r_0^2 - r^2 \sin^2 \alpha;$$

$$r^2 \cos^2 \alpha + 2r \cos \alpha \cdot e + e^2 - r_0^2 + r^2 \sin^2 \alpha = 0$$

и, наконец,

$$r^2 (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) + 2er \cos \alpha + e^2 - r_0^2 = 0;$$

$$r^2 + 2e \cos \alpha \cdot r + e^2 - r_0^2 = 0,$$

откуда

$$r = -\frac{2e \cos \alpha}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{2e \cos \alpha}{2}\right)^2 - (e^2 - r_0^2)}$$

и, окончательно:

$$r = \sqrt{e^2 \cos^2 \alpha - e^2 + r_0^2} - e \cos \alpha. \quad (133)$$

Здесь перед корнем выбран знак плюс, так как, очевидно, эта длина радиуса должна быть величиной положительной.

Теперь найдем скорость перемещения лопатки по радиусу, выражаемую ур-нием (133), в зависимости от угла поворота ротора. Для этого найдем:

$$\begin{aligned} v_{отн} &= \frac{dr}{dt} = \frac{dr}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d}{d\alpha} (\sqrt{e^2 \cos^2 \alpha - e^2 + r_0^2} - e \cos \alpha) \omega = \\ &= \omega \frac{d}{d\alpha} (\sqrt{e^2 \cos^2 \alpha - e^2 + r_0^2} - e \cos \alpha) = \end{aligned}$$

$$= \omega \frac{d(e^2 \cos^2 \alpha - e^2 + r_0^2)}{dz} \frac{1}{2 \sqrt{e^2 \cos^2 \alpha - e^2 + r_0^2}} - \omega e \sin \alpha = - \frac{\omega 2e^2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha}{2 \sqrt{-e^2 \sin^2 \alpha + r_0^2}} +$$

$$\therefore \omega e \sin \alpha = e \omega \sin \alpha - \frac{e^2 \omega \sin 2\alpha}{2 \sqrt{r_0^2 - e^2 \sin^2 \alpha}}. \quad (134)$$

Соответственно ускорение Кориолиса будет найдено как

$$w_k = 2 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \left(e \sin \alpha - \frac{e^2 \sin 2\alpha}{2 \sqrt{r_0^2 - e^2 \sin^2 \alpha}} \right), \quad (135)$$

и сила от ускорения Кориолиса, изгибающая лопатку,

$$P_k = 2 \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \left(e \sin \alpha - \frac{e^2 \sin 2\alpha}{2 \sqrt{r_0^2 - e^2 \sin^2 \alpha}} \right), \quad (136)$$

где G — вес 1 см ширины лопатки,

g — ускорение силы тяжести,

r_0 — радиус цилиндра,

e — эксцентриситет,

α — угол поворота лопатки от начального положения.

Как уже указывалось, силы от ускорения Кориолиса и от давления воздуха обычно взаимно противоположны. Поэтому результирующий момент, считая силы равномерно распределенными по лопатке, будет:

$$M_{изг} = (P_k - \Delta p l_{раб}) B \frac{l_{раб}}{2}, \quad (137)$$

P_k — определяется по ф-ле (136) в кг/см²,

$l_{раб}$ — длина свободно выступающей части лопатки в см,

Δp — определяется по ф-ле (132) и берется в кг/см²,

B — ширина лопатки в см.

Так же, как для насоса Пауэрплюс, находится максимальное значение этого момента и на него рассчитывается на изгиб лопатка в опасном сечении, находящемся у места выхода ее из ротора.

В виду того, что при описанной схеме насоса, лопатки под действием центробежных сил вызвали значительное трение по поверхности цилиндра и следовательно, дополнительную затрату мощности, и, главное, быстрый износ цилиндра, — прибегли к ряду мер, имеющих целью уменьшить этот недостаток. Так, стали применять специальные кольца, вставляемые в цилиндр, имеющие внутренний диаметр несколько меньший, чем диаметр цилиндра (на величину зазора между лопаткой и цилиндром) и вращающиеся вместе с лопатками, так, чтобы лопатки в случае возникновения ударов ударялись не о цилиндр, а о кольца (кольца Виттига) и износ имел в основном место на кольцах, а не на цилиндре. Смена последних, понятно, дешевле, чем цилиндров.

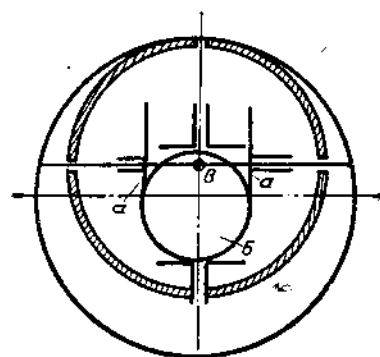
Далее возникли другие схемы устройства этого насоса, в которых действие центробежных сил лопаток совсем уничтожается или же значительно уменьшается. Для достижения этого противоположные лопатки соединяются жесткой или эластичной связью (пружинами). При этом центробежная сила лопатки частично уравнивается центробежной силой противоположной лопатки. Это требует установки роторов, составленных из нескольких частей. Помимо этого цилиндр насоса при применении таких лопаток должен быть не круглым.

Наконец, появилась конструкция, в которой выдвижение лопаток производится не центробежной силой, а особым эксцентриком. На фиг. 112 дана схема такого насоса с двумя сквозными лопатками. Каждая лопатка имеет два выступающих из ротора конца и два башмака a , опирающиеся на неподвижный эксцентрик B . При вращении ротора приходят во вращение и лопатки, причем башмаки скользят по эксцентрику B и таким образом, как это видно из фигуры, все время отжимаются (с известным зазором) к поверхности цилиндра. Поскольку массы обеих половин одной

лопатки, расположенных по обе стороны от центра вращения B , примерно одинаковы, разность центробежных сил невелика. Однако эта конструкция сравнительно с остальными описанными получается довольно дорогой.

Усилия, действующие на лопатку здесь те же, что и в случае насоса по фиг. 111, а именно силы Кориолиса и силы давления воздуха. Здесь также возможны временные очень большие нагрузки на лопатку при заедании, застывании масла при пуске и пр.

Для такой конструкции насоса величина действующей силы может быть найдена несколько проще. Будем рассматривать движение центра тяжести лопатки, обозначенной на фиг. 113 буквой A . Очевидно, что этот центр тяжести будет во все время движения описывать окружность с диаметром, равным эксцентриситету e , или, если центр эксцентрика расположен ниже оси цилиндра, то с диаметром $(e + B)$. Тогда уравнение движения его будет $a = AO = = e \cos \alpha$ или соответственно $a = (e + B) \cos \alpha$.

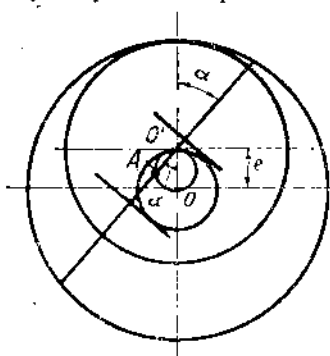


Фиг. 112.

Очевидно, что движением центра тяжести можно в данном случае заменить движение всей лопатки. Тогда скорость движения лопатки в ее относительном перемещении будет:

$$v_{\text{отн}} = \frac{da}{dt} = \frac{da}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d}{d\alpha} (e \cos \alpha) = \omega (-e \sin \alpha) = -\omega e \sin \alpha$$

и ускорение Кориолиса выразится уравнением:



Фиг. 113.

$$w_k = 2\omega v_{\text{отн}} = 2\omega (-\omega e \sin \alpha) = -2\omega^2 e \sin \alpha \quad (138)$$

или

$$w_k = -2\omega^2 (e + B) \sin \alpha, \quad (138')$$

а абсолютная величина силы, вызываемой этим ускорением, будет найдена из уравнения:

$$p_k = 2 \frac{G}{g} e \omega^2 \sin \alpha, \quad (139)$$

или же

$$p_k = 2 \frac{G}{g} (e + B) \omega^2 \sin \alpha. \quad (139')$$

Обозначения здесь такие же, как в предшествующих формулах. Дальнейший расчет ведется, как было указано выше.

Следует еще отметить, что момент, необходимый для поворачивания лопаток с точки зрения усилия, вызываемого ускорениями Кориолиса, для этой конструкции будет равен:

$$M_{\text{кр. к}} = p_k \cdot a = p_k \cdot e \cos \alpha = 2 \frac{G}{g} e^2 \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha. \quad (140)$$

Из отдельных сил, действующих на части насоса, нужно отметить, что равнодействующие двух сквозных лопаток при схеме с несвободным движением получают следующие значения.

Равнодействующая от центростремительных сил двух сквозных лопаток под углом в 90° :

$$R_{\text{центростр}} = \sqrt{p_{\text{центростр.}}^2 + p_{\text{центростр.}}^2} = \\ = \sqrt{\left(2 \frac{G}{g} e \omega^2 \cos \alpha\right)^2 + \left[2 \frac{G}{g} e \omega^2 \cos (90^\circ + \alpha)\right]^2} = 2 \frac{G}{g} e \omega^2$$

и аналогично равнодействующая сил Кориолиса от двух сквозных лопаток под углом в 90° :

$$R_{кор} = \sqrt{p_k'^2 + p_k'^2} = \sqrt{\left(2 \frac{G}{g} e \omega^2 \sin \alpha\right)^2 + \left[2 \frac{G}{g} e \omega^2 \sin (90^\circ + \alpha)\right]^2} = \\ = 2 \frac{G}{g} e \omega^2$$

или же

$$R_{кор} = 2 \frac{G}{g} (e + B) \omega^2.$$

Лопатку необходимо проверить на разрыв центробежной силой, величина которой находится по формуле

$$R_{центроб} = m \cdot \omega^2 r_{цт}, \quad (141)$$

где m — масса лопатки, лежащей выше проверяемого сечения $= \frac{G'}{g}$;

$r_{цт}$ — центр тяжести этой массы;

ω — угловая скорость ротора $= \frac{\pi n}{30}$.

Ротор рассчитывается на совместное действие сил, передаваемых ему лопаткой на окружности его внешнего диаметра, и центробежных.

Вал рассчитывается на действие всех усилий, передаваемых ему ротором, а именно: центробежных сил, сил передаваемых ему от лопаток и сил давления сжатого воздуха на поверхность ротора.

Все прочие детали насоса рассчитываются по общим правилам для деталей машин на основе учета воздействия на них сил, указанных в этом параграфе.

ХII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ ТИПА РУТ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Расчет насоса, как и во всех предыдущих случаях ротативных насосов, начинается с определения производительности насоса за один оборот:

$$V'_{1 об} = \varphi \frac{V_{мин}}{n}, \quad (142)$$

где φ учитывает потери от разрежения при всасывании и пр.

Ранее уже указывалось, что насосы этого типа могут выполняться с двумя или несколькими роторами и зубцами на них. В зависимости от этого выбирается число оборотов насоса. Число импульсов подачи должно соответствовать числу потребных импульсов подачи двигателя. Следует иметь в виду, что обычный насос типа Рут с двумя роторами типа восьмерок дает за один оборот четыре импульса подачи. Поэтому для четырех- или восьмицилиндрового двигателя можно брать число оборотов роторов равным числу оборотов двигателя, а для 6- и 12-цилиндровых двигателей число оборотов насоса должно быть в 1,5 раза больше числа оборотов двигателя. Исходя из подобных соображений, число оборотов насоса выбирается обычно равным

$$n_{насос} = (1,0 \div 1,5 \div 2,0) n_{мот}.$$

В отношении числа оборотов насоса типа Рут следует иметь в виду следующее. С увеличением числа оборотов примерно до 6000 в мин. объемный к. п. д. падает весьма незначительно (по американским опытам при увеличении числа оборотов от 3000 до 6000 падение не превышало 2%). При этом с повышением числа оборотов увеличивается температура

перемещаемого воздуха — при повышении его до 6500 температура возрастает на 4%. Таким образом, повышение температуры воздуха перемещаемого насосом Рута, может быть выражено формулой:

$$\frac{T_{\text{кон}}}{T_{\text{нач}}} = c \left(\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где $c = 1$ для $n = 0$,
 $c = 1,04$ для $n = 6500$.

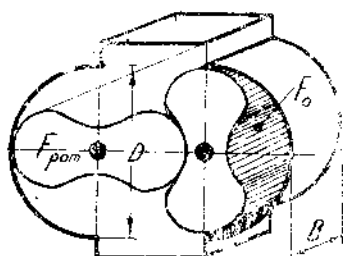
Температура здесь возрастает за счет того, что поверхность насоса, отдающая тепло лучеиспусканием и конвекцией, не изменяется, а с увеличением числа оборотов абсолютное количество теплоты, подлежащее отдаче наружу, увеличивается.

Показатель политропы приведенного уравнения больше 1,4 и доходит до 1,53, причем он изменяется примерно пропорционально отношению длин роторов, так, для длин ротора (в американских испытаниях):

$$4'' = 101,6 \text{ мм} \quad m = 1,36,$$

$$8,25'' = 209,55 \text{ мм} \quad m = 1,48$$

$$11'' = 279,39 \text{ мм} \quad m = 1,53.$$



Фиг. 114.

Выше 6000 об/мин все эти явления (ухудшение $\eta_{\text{под}}$ и нагрев) сказываются в более резкой форме; поэтому число оборотов насоса типа Рут нежелательно брать больше 6000—8000 в мин. В зависимости от материала ротора, это число следует выбирать таким, чтобы ротор выдерживал нагрузку на разрыв от центробежных сил. С этой точки зрения следует стремиться удерживать окружную скорость ротора в пределах до 50 м/сек.

Производительность насоса типа Рут определяется следующим образом. Как ясно из приведенной на фиг. 114 схемы, за один оборот двухроторного насоса будет засосано и передвинуто (без учета потерь) в нагнетательный патрубок четырехкратное количество воздуха, содержащееся в объеме, равном произведению площади F_0 на длину ротора B :

$$V_{1 \text{ об}} = 4 F_0 B. \quad (143')$$

Иначе эта же величина может быть найдена в зависимости от диаметра таким образом:

$$V_{1 \text{ об}} = 2 \left[\frac{\pi D^2}{4} - F_{\text{пот}} \right] B. \quad (143'')$$

Фактически засосанное количество воздуха будет меньше. На величину подачи будут влиять разрежение при всасывании и наличие утечек через зазор между роторами и стенками корпуса насоса. Поэтому будем иметь такое соотношение:

$$V_{1 \text{ об}} = \varphi V'_{1 \text{ об}} = \frac{V_{\text{мин}}}{\eta_{\text{под}} n} = \varphi \frac{V_{\text{мин}}}{n}, \quad (143''')$$

где коэффициент $\eta_{\text{под}} = \frac{1}{\varphi}$ учитывает все потери — от разрежения при всасывании, от утечек и пр. Таким образом, имеем:

$$V_{\text{мин}} = 4 F_0 B \cdot \eta_{\text{под}} n = \frac{1}{\varphi} 4 F_0 B \cdot n. \quad (143''')$$

На величину $\eta_{\text{под}}$ влияют величина зазора, перепад давлений ($p_{\text{кон}} - p_{\text{нач}}$) или, что то же, отношение давлений, число оборотов, длина ротора и пр.

Совершенно понятно, что, чем больше зазор Δ и перепад $p_{кон} - p_{нач}$, тем больше утечки и тем меньше наполнение цилиндра засасываемым извне воздухом. Зависимость $\eta_{под}$ от ряда величин дается в виде:

$$\eta_{под} = 1 - C \frac{D \cdot \Delta \sqrt{p_{кон} - p_{нач}}}{V_0 \cdot n^{0,7}} \frac{T_{кон}}{T_{нач}}, \quad (144')$$

где C — постоянная, зависящая от конструкции насоса;

D — диаметр ротора;

Δ — зазор;

$p_{кон}$ — конечное давление;

$p_{нач}$ — начальное давление;

V_0 — объем, равный $F_0 B$ или $V_0 = kD^3$, где k — постоянная величина,

n — число оборотов насоса;

$T_{кон}$ и $T_{нач}$ — конечная и начальная температуры сжимаемого воздуха.

Так как $V_0 \cong kD^3$, то можно написать:

$$\eta_{под} = 1 - C \frac{\Delta T_{кон} \sqrt{p_{кон} - p_{нач}}}{D^2 n^{0,7} T_{нач}}. \quad (144)$$

Как видим в ф-лы (144) и (144') входит постоянная C , величина которой для проектируемого насоса неизвестна и может быть установлена опытным путем.

Для ориентировки приводим (по Дмитриевскому) следующие данные о влиянии различных факторов на $\eta_{под}$ (зависимость $\eta_{под}$ от числа оборотов и разности давлений; см. табл. XXVII).

Таблица XXVII

(Насос с $D = 245$ мм, $B = 281$ мм, $\Delta = 0,1$ мм, $p_{кон} = 1$ ат и $T_{нач} = 288$)

Отношение давлений	$\eta_{под}$ при числе оборотов		
	1200	1800	2400
$p_{кон} : p_{нач} = 2,0$	0,905	0,935	0,945
1,5	0,945	0,96	0,965

Данные, учитывающие влияние на $\eta_{под}$ числа оборотов и величины отношения давлений при зазоре $\Delta = 0,2 \div 0,3$ даны (по американским испытаниям) на фиг. 115. Как видим, с увеличением числа оборотов утечка уменьшается.



Фиг. 115.

Для грубого предварительного определения величины $\eta_{под}$ может служить следующая эмпирическая формула:

$$\eta_{под} = 1 - 0,8\Delta, \quad (145)$$

где Δ — зазор в мм. Величина его колеблется в зависимости от размеров ротора

от 0,1 до 0,5 мм.

В соответствии с этим имеем:

$$\eta_{под} = 0,92 \div 0,6.$$

В действительности в американских испытаниях при

$$\Delta = 0,381 \div 0,503$$

$\eta_{\text{пол}}$ для малого числа оборотов составлял 0,8, а для большого числа оборотов — до 0,96. В среднем можно считать $\eta_{\text{пол}} = 0,7 \div 0,9$.¹

Величина F_0 или $F_{\text{рот}}$ получается обычно планиметрированием и зависит от формы зацепления, причем верхняя часть восьмерок обычно делается по дуге круга или же как какая-либо циклоидальная кривая. Длина ротора B выбирается обычно равной:

$$B = (1,0 \div 1,7) D.$$

Ниже приведена таблица некоторых размеров насосов типа Рут:

Таблица XXVIIa

Завод	Бурмаистер Вайн	Мерсе- дес Бенц	Маршал	Аргус z/d	N A S A (США)			
Число оборо- тов в мин. . .	675 675	До 9000	3000 до 5500	3570	до 6000	до 6000	до 6000	до 3000
Длина ротора B в мм . . .	420 230	180	—	310	279,39	257,93	101,60	430
Диаметр ро- тора D в мм .	310 310	100	—	287	242	242	242	410
Отношение $\frac{B}{D}$	1,35 0,74	1,8	0,925	1,08	1,15	1,05	0,415	0,954
Назнач. насоса	Для судово- го дизель- мотора	Для автомоб. мот.	Для автомоб. мотора	Для авиационного мотора				Для авиацион. мотора. Либерти

Приведенная таблица подтверждает указанное выше соотношение B/D . В отдельных случаях $B/D < 1$ и достигает величины порядка 0,5. Это может быть обосновано соображениями о габаритных размерах.

Таким образом конечная формула для определения размеров насоса типа Рут имеет вид:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{мин}}}{n \eta_{\text{пол}} k}} = 4,46 \div 3,52 \sqrt[3]{\frac{V_{\text{мин}}}{n}}, \quad (146)$$

где D — диаметр ротора в м;

$V_{\text{мин}}$ — минутная производительность насоса в $\text{м}^3/\text{мин.}$;

$\eta_{\text{пол}}$ — коэффициент полезного действия;

n — число оборотов насоса в мин.;

k — постоянный коэффициент, зависящий от профиля роторов и примерно равный $k = (1,0 \div 1,7) (0,38 \div 0,9) = 0,85 \div 1,53$.

Здесь коэффициент $1,0 \div 1,7$, выбирается в зависимости от отношения длины ротора к диаметру, лежащего как указывалось уже в пределах

$$B = (1,0 \div 1,7) D.$$

Давление, развиваемое насосом, здесь зависит лишь от величины противодавления в нагнетательном патрубке, или, иначе говоря от расхода воздуха двигателем. Если при данном режиме работы двигателя $V_{\text{мин. дз}}$ —

¹ Для определения величины утечки существует способ, при котором насос пускается с числом оборотов n_0 при закрытом нагнетательном патрубке или нагнетательном клапане так, чтобы установилось нужное давление $p_{\text{кон}}$. При этом, следовательно, производительность насоса определяется величиной утечек. Скорость, соответствующая числу оборотов n_0 , называется скоростью скольжения. Если для получения производительности $V_{\text{мин}}$ требуется дать насосу число оборотов n , то полное число оборотов, при котором будут компенсирова-

$$\frac{n}{n + n_0} \eta_{\text{пол}} = \frac{n}{n + n_0}$$
утечки, будет равно: $n + n_0$ и $\eta_{\text{пол}} = \frac{n}{n + n_0}$.

количество забираемого им воздуха, а $V_{\text{мин}}$ — количество воздуха, подаваемое в минуту насосом Рут, то конечное давление, даваемое насосом Рут, может быть получено из уравнения:

$$P_{\text{кон}} = P_{\text{нач}} \frac{V_{\text{мин}}}{V_{\text{мин. дв}}} \quad (147)$$

Показатель политропы сжатия в этом насосе сильно зависит от величины зазора. Так, по американским опытам:

$$\text{при } \Delta = 0,1 \quad m = 1,55;$$

$$\text{при } \Delta = 0,4 \quad m = 1,96.$$

При этом нужно также учитывать сказанное выше (на стр. 181) о влиянии длины ротора на m .

Пример 31. Необходимо определить размеры насоса типа Рут для подачи в минуту 50 м³ воздуха. Число оборотов насоса должно составлять 3000 в мин. Имеем:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{мин}}}{n \cdot \tau_{\text{под}} k}}$$

Выбираем величины:

$$\tau_{\text{под}} \text{ — при зазоре порядка } 0,2 \div 0,3 \text{ мм равным } 0,75;$$

$$k \text{ — при отношении } \frac{B}{D} = 1,5 \text{ равным:}$$

$$k = 1,5 \cdot 0,90 = 1,35.$$

Тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{50}{3000 \cdot 0,75 \cdot 1,35}} = \sqrt[3]{0,01615} = 0,253.$$

Проверяем окружную скорость ротора:

$$V_{\text{окр}} = \frac{3,14 \cdot 0,253 \cdot 3000}{60} = 39,7 \cong 40 \text{ м/сек.}$$

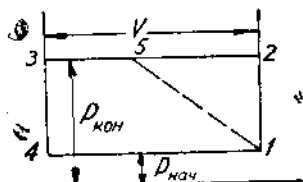
Эту величину можно считать допустимой при применении соответствующих материалов. Нужно еще отметить, что подача насосом типа Рут (при двух роторах) производится менее равномерно, чем, например, насосами типа Целлер, поэтому они требуют установки ресивера на нагнетательной линии.

ХIII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ВОЗДУШНЫМ НАСОСОМ ТИПА РУТ

Как уже указывалось в I главе, индикаторная диаграмма насоса типа Рут имеет вид прямоугольника (см. фиг. 116), так как в этом насосе, по сути дела, не происходит сжатия — оно заменено выталкиванием воздуха в камеру нагнетания при уравнивании давления между последней и нагнетательной полостью насоса.

В соответствии с этим мощность насоса типа Рут подсчитывается по формуле:

$$N_e = \frac{1 \cdot V_{\text{мин}} (p_{\text{кон}} - p_{\text{нач}}) 10^4}{\tau_{\text{м}} \tau_{\text{под}} 75 \cdot 60} \quad (148)$$



Фиг. 116.

Несколько иначе обстоит дело с насосом типа Рут, снабженным нагнетательным клапаном. Такой насос работает, как обычный объемный, производя сжатие засосанного воздуха в самой полости насоса. Поэтому диаграмма такого насоса будет иметь форму диаграммы обычного поршневого (пл. 1—5—3—4 на фиг. 116). При этом расход энергии на сжатие будет меньше, чем в насосе Рут без выпускных клапанов. По американским

опытам с авиационным нагнетателем типа Рут применение клапана дает экономию в затрате мощности до 26%.

Нужно отметить особенность насоса типа Рут при применении его в качестве нагнетателя для авиационных моторов. На малых высотах, где не требуется наддув, воздух, перемещаемый ротором насоса из всасывающего патрубка в нагнетательный, может быть выпущен наружу, причем, поскольку насос Рут не производит в своем цилиндре сжатия воздуха, затрата мощности при этом будет сравнительно невелика и, по сути, равна лишь мощности, потребной на проворачивание роторов и засасывание и выталкивание воздуха, без затраты мощности на сжатие, являющейся наибольшей из всех составляющих работы насоса. Воздух можно также перепускать обратно во всасывающий патрубок. Таким образом насос типа Рут при наличии регулировки перепуском забирает на земле на малых высотах относительно малую мощность и, следовательно, лишь незначительно уменьшает мощность обслуживаемого двигателя, когда он должен работать без наддува.

Это свойство не присуще прочим насосам (за исключением особо приспособленных), производящим в пределах самого насоса и сжатие воздуха и в аналогичных условиях отнимающим бесцельно значительную долю мощности обслуживаемого двигателя. Это свойство делает применение насоса типа Рут очень заманчивым именно для целей наддува авиационных моторов (вообще, моторов, где форсировка требуется не постоянно, а лишь в некоторых условиях работы и при жестких весовых требованиях). В связи с этим, в частности в США, были произведены многочисленные испытания насосов Рут для наддува авиамоторов. В этих испытаниях насос типа Рут показал ряд благоприятных свойств, в частности при применении нагнетательных клапанов, уменьшающих потребляемую мощность. Однако широкого распространения этот насос все же пока не получил, в основном из-за трудности его изготовления (более подробно об этом см. в главе о конструкциях).

Следует еще остановиться на вопросе о коэффициенте полезного действия насоса типа Рут. Так как потребляемая им работа равна

$$E_{\text{свообщ}} = V_{\text{нач}} (P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}}) 10^4 = V_{\text{нач}} (P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}}),$$

то адиабатический коэффициент полезного действия насоса будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{E_{\text{ад}}}{E_{\text{свообщ}}} = \frac{\frac{k}{k-1} P_{\text{нач}} V_{\text{нач}} (\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{V_{\text{нач}} (P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}})} \quad (149')$$

Заменяя здесь $P_{\text{кон}}$ через $\epsilon P_{\text{нач}}$, найдем,

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{\frac{k}{k-1} P_{\text{нач}} V_{\text{нач}} (\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{V_{\text{нач}} P_{\text{нач}} (\epsilon - 1)} = \frac{k}{k-1} \frac{\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\epsilon - 1} \quad (149)$$

Из ф-лы (149') мы видим, что, чем больше разность $(P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}})$, или, что то же, чем больше отношение давлений $\frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}}$, тем меньше получается коэффициент полезного действия $\eta_{\text{ад}}$. Поэтому применение насоса типа Рут для больших степеней сжатия (более 1,6 ÷ 1,8) нецелесообразно.

Пример 32. Определить мощность, потребную для насоса типа Рут, подсчитанного в предыдущем примере, для повышения давления от 1,0 до 1,4 ат при $\eta_{\text{м}} = 0,8$ и $\eta_{\text{под}} = 0,75$. Имеем:

$$N_{\epsilon} = \frac{1}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{под}}} \cdot \frac{V_{\text{мин}} (P_{\text{кон}} - P_{\text{нач}}) 10^4}{75 \cdot 60} = \frac{50 (1,4 - 1,0) 10\,000}{0,8 \cdot 0,75 \cdot 75 \cdot 60} \approx 73,5 \text{ л. с.}$$

При этом адиабатический коэффициент полезного действия будет равен при $\varepsilon = \frac{1,4}{1,0} = 1,4$:

$$\eta_{ad} = \frac{1,4}{1,4 - 1,0} \cdot \frac{1,4^{1,4} - 1}{1,4 - 1} = \frac{1,4}{0,4} \cdot \frac{1,4^{1,4} - 1}{0,4} = 0,834.$$

XIV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ ТИПА РУТ

Основные из сил, действующих на роторы насоса типа Рут, это центробежные, возникающие при вращении ротора. Кроме того на роторы действуют еще и силы разности давления воздуха в камере всасывания и нагнетания.

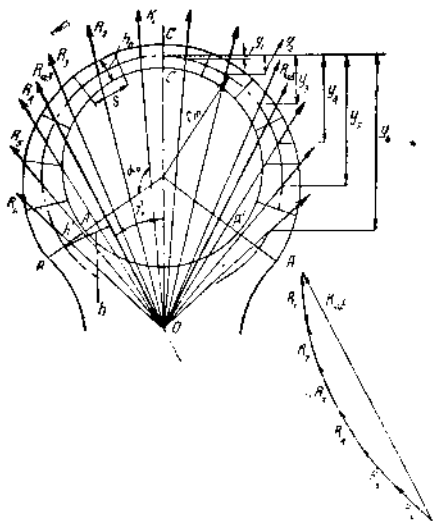
Ротор насоса Рут обычно представляет собой нечто вроде симметричной арки с закрепленными пятнами. В связи с этим расчет ротора на прочность очень затруднителен, так как он представляет собой изогнутый брус, в котором зависимость между длиной дуги и сечением аналитически определить сложно. Поэтому расчет ротора целесообразно проводить,

применяя методы графического интегрирования.

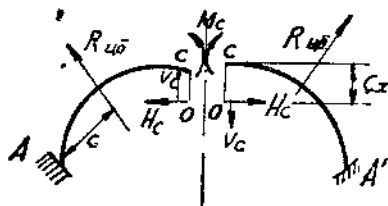
На фиг. 117 показана часть ротора, разбитая на ряд отрезков, к центру тяжести каждого из которых приложена центробежная сила:

$$R_n = m_n r_n \omega^2, \quad (150)$$

где m_n — масса 1 см ширины каждой из отдельных площадей.¹ Все эти



Фиг. 117.



Фиг. 118.

отдельные силы при помощи веревочного многоугольника приведены к равнодействующей $R_{цб}$, направленной влево и равной ей по величине $R_{цб}$, направленной симметрично вправо. Эти две силы нагружают обе половины арки ACA' .

Для расчета пользуемся методом, изложенным проф. С. П. Тимошенко.² По приведенному им методу правая половина арки CA' отбрасывается и заменяется силами H_c , V_c и моментом M_c (см. фиг. 118), производящими то же действие на сечении CC и левую половину арки AC , что и сила $R_{цб}$, приложенная к правой полуарке. Аналогичные силы и моменты, но противоположно направленные, прилагаем к правой полуарке.

Выбор этих сил производится следующим образом. Перемещение, вызываемое двумя моментами, будет заключаться в относительном повороте сечений CC , ограничивающих полуарки. Силы H_c будут производить горизонтальное раздвижение сечений CC арки, а силы V_c — то же в вертикальном направлении. Для того, чтобы каждая из сил производила свое самостоятельное воздействие, надо выбрать расстояние точки приложения силы H_c — c_x от центра сечения CC так, чтобы момент M_c не производил горизонтального раздвижения сечений. Это достигается выбором

¹ $m_n = \frac{Shn\gamma}{g}$ см (где S при делении арки на участки равными углами — постоянная величина). Необходимо учесть в виде распределенного веса то, что сечение ротора представляет собой не прямоугольник, а более сложную фигуру.

² С. П. Тимошенко, Расчет упругих арок, Госстройиздат, гл. III, §§ 13, 14 и 15, 1933 г.

величины c_x , равной

$$c_x = \frac{\int_{S_C}^{S_A} \frac{y_n dS}{EI_n}}{\int_{S_C}^{S_A} \frac{dS}{EI_n}}, \quad (151)$$

где c_x — расстояние по вертикали от центра сечения CC до точки приложения силы H_c ;

y_n — вертикальное расстояние от центра сечения CC до точки приложения каждой из сил R_n (см. фиг. 117);

S_n — длина дуги средней линии арки до рассматриваемой точки приложения силы $r_m \cdot \alpha_n$ (таким образом, $\int_{S_C}^{S_A}$ означает интеграл в пределах от сечения CC до сечения AA);

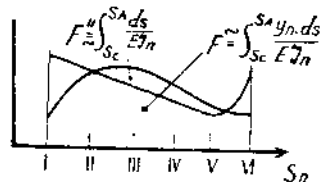
E — модуль упругости;

I_n — момент инерции сечения, равный для ширины в 1 см:

$$I_n = \frac{1 \cdot h_n^3}{12} = \frac{h_n^3}{12}.$$

Нахождение величины c_x , ввиду трудности интегрирования, аналитически произвести нельзя. Поэтому находят величины $\frac{y_n S}{EI_n}$ и $\frac{S}{EI_n}$ для каждого из сечений и наносят в определенном масштабе в виде ординат над осью абсцисс, где также в определенном масштабе нанесены точки, соответствующие длине $S_n = r_m \cdot \alpha_n$ для точек приложения сил R_n (см. фиг. 119).

Соединяя полученные точки ординат, получим кривые $\frac{y_n S}{EI_n}$ и $\frac{S}{EI_n}$. Планиметрированием найдем



Фиг. 119.

величины площадей, лежащих под каждой из полученных кривых и приблизительно равных интегралу в пределах от сечения CC до сечения AA (иначе, от $S_C = 0$ до $S_A = r_m \alpha_0$, см. фиг. 117) от каждого из выражений, упомянутых выше. Отношение этих площадей

$$\frac{F_1}{F_2} \approx \frac{\int_{S_C}^{S_A} \frac{y_n dS}{EI_n}}{\int_{S_C}^{S_A} \frac{dS}{EI_n}} = c_x.$$

Самая величина силы H_c и момента M_c , заменяющих действие правой полуарки,¹ будут найдены для симметрично нагруженной арки с заделан-

¹ Будем иметь в виду, что если момент M_c и даст горизонтальные перемещения точки O или C (см. фиг. 118), то можно составить ур-ние, вводя в него лишь нагрузки и силы, действующих в левой полуарке, и силы H_c и момента M_c .

ними опорами (пятаями) из уравнения:¹

$$M_c = -\frac{\tau_c}{\tau'_c}, \quad (152)$$

$$H_c = -\frac{u_c}{u'_c}, \quad (153)$$

где τ_c — поворот сечения CC под влиянием момента M_c

$$\tau_c = \int_{s_c}^{s_A} \left(-\frac{M_n}{ES_n r_m} \pm \frac{N_n}{EF_n r_m} \right) dS; \quad (154)$$

τ'_c — поворот того же сечения под влиянием момента, равного 1 кг $\cdot$ м

$$\tau'_c = \int_{s_c}^{s_A} \frac{dS}{ES_n r_m}; \quad (155)$$

u_c — горизонтальное перемещение точки C (или, что то же, точки O) под влиянием силы H_c

$$u_c = \int_{s_c}^{s_A} \left(\frac{M_n}{ES_n \cdot r_m} \pm \frac{N_n}{EF_n r_m} \right) v'_n dS + \\ + \int_{s_c}^{s_A} \left(\frac{N_n}{EF_n} \pm \frac{M_n}{EF_n r_m} \right) \cos \alpha dS - \int_{s_c}^{s_A} \frac{k Q_n}{EF_n} \sin \alpha dS; \quad (156)$$

u'_c — то же перемещение под влиянием силы, равной 1 кг

$$u'_c = \int_{s_c}^{s_A} \frac{y_n'^2 dS}{ES_n r_m} + \int_{s_c}^{s_A} \frac{\cos^2 \alpha dS}{E \cdot F_n} + \int_{s_c}^{s_A} \frac{k \sin^2 \alpha}{E \cdot F_n} dS + 2 \int_{s_c}^{s_A} \frac{y_n'^2 \cos \alpha}{E \cdot F_n r_m} dS. \quad (157)$$

В этих уравнениях отдельные величины имеют следующие значения.

M_n — момент, возникающий на данном участке (в данном его сечении) как следствие нагрузки на полуарку. Его величина получается путем умножения сил, действующих на каждом из участков, на плечи от каждой из сил до центра тяжести данного участка и последующим суммированием всех моментов (от всех сил R_n см. фиг. 117), действующих в каждом участке (например, на участке, где приложена сила R_{III} , действуют моменты от сил R_{II} и R_I — см. фиг. 117). Таким образом получается в каждом участке момент M_n .

N_n и Q_n — нормальная и перерезывающая силы, возникающие в сечении данного участка как следствие нагрузки на полуарку. Эти силы находят путем определения составляющих от силы R_n , действующей в данном сечении (от каждой из сил R_n). Определение производится путем разложения силы R_n на две составляющие — N'_n и Q'_n , — из которых первая — нормальная к сечению, а вторая — перерезывающая сечение (см. фиг. 120).

Так как угол α_n является внешним для треугольника $OO'B$, угол между R_n и Q'_n равен разности углов α_n и φ_n , т. е.

$$N'_n = R_n \sin(\alpha_n - \varphi_n);$$

¹ Тимошенко, Расчет упругих арок, гл. III, § 14.

$$Q'_n = R_n \cos(\alpha_n - \varphi_n).$$

Найдя эти силы от каждой из сил R_n на каждом из участков, найдем

$$N_n = \Sigma N'_n; Q_n = \Sigma Q'_n.$$

S_n — статический момент площади каждого из участков, определяемый приближенно как $\frac{I_n}{r_m}$, где r_m — радиус кривизны (см. фиг. 117).

I_n — момент инерции каждого из участков, равный $\frac{Sh_n^3}{12}$, где S — постоянная длина дуги каждого из участков (ввиду деления на равные участки). h_n — высота каждого из участков (см. фиг. 117).

F_n — площадь каждого из участков $F_n = Sh_n$.

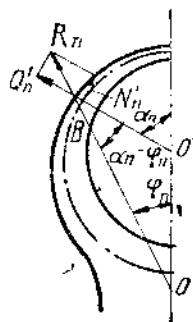
α_n — угол наклона радиуса, проведенного в центр тяжести каждого участка к вертикали.

E — модуль упругости, равный примерно $7,5 \cdot 10^5$ для алюминия и $2,2 \cdot 10^6$ для стали (точная величина берется в зависимости от качества применяемого материала).

k — коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения арки. Так как последняя обычно представляет собой прямоугольник, то для стали $k = 3(1 + \mu) \approx 3,87$ (μ — отношение Пуассона для стали $\approx 0,29$), а для алюминия $k = 3,78$ (при $\mu \approx 0,26$).

y'_n — расстояние по вертикали от точки приложения силы H_c до точки приложения данной силы R_n , действующей на данном участке (т. е. до центра тяжести участка). Если обозначить расстояние до этих точек от центра сечения CC через y_n , то

$$y_n = y'_n + c_c. \quad (158)$$



Фиг. 120.

Теперь мы можем вычислить все подинтегральные величины, входящие в ф-лы 155—157, для каждого из участков, нанеся их в виде ординат над длинами S_n в качестве абсцисс, построить ряд кривых (аналогично тому, как это было сделано на фиг. 119) и, спланиметрировав их, получить величины интересующих нас интегралов. Затем найдем:

$$c_c, c'_c, n_c, n'_c, \text{ а по ним } -M_c \text{ и } H_c.$$

Зная момент и силу, заменяющие правую полуарку, мы можем определить напряжения, возникающие в интересующих нас сечениях CC и AA .

Очевидно, что в сечении CC будут действовать сила H_c и момент M_c . Кроме того в стенках ротора могут возникнуть напряжения, вызываемые нагревом ротора до температуры 7° . Поскольку в результате нагрева и расширения мы не будем иметь горизонтального перемещения сечения CC , то, очевидно, эти силы, возникающие при нагреве, вызовут какие-то дополнительные напряжения в других сечениях ротора.

Определение величины тепловых напряжений в роторах обычно применяемого типа представляет собой чрезвычайно сложную задачу, так как здесь приходится иметь дело с как бы полужестким закреплением опор арки, образованной поверхностью восьмерки в массиве ступицы ротора. Вследствие возможности свободного расширения элементов ротора, напряжения, возникающие в результате нагрева последнего, будут в основном носить характер изгиба.

Самое определение величины изгибающего момента связано с учетом влияния друг на друга соседних сечений, влияния непостоянства сечений и т. п. трудно учитываемых факторов. В связи с этим расчет получается чрезвычайно сложным и лишь приближенным. Между тем абсолютная

величина самих тепловых напряжений сравнительно невелика и, во всяком случае значительно меньше основных напряжений от центробежных сил. Поэтому в обычных расчетах на прочность тепловых напряжений не подсчитывают. Такой расчет является скорее научно-исследовательской задачей.

Таким образом напряжения в сечении CC от действия момента

$$M_{CC} = M_c + H_c \cdot c_x$$

и силы

$$H_{CC} = H_c \quad (159)$$

выразятся

$$\sigma_{сумм} = \sigma_{мех} + \sigma_{тест} = \frac{M_{CC}}{W_{CC}} + \frac{H_{CC}}{F_{CC}}, \quad (160)$$

где W_{CC} — момент сопротивления сечения CC ,

F_{CC} — площадь этого сечения.

Теперь можем перейти к определению напряжений в сечении AA .

В этом сечении будет действовать момент (см. фиг. 121)

$$M_{AA} = M_{CC} + R_{цб} l_a - H_c c_x \quad (161)$$

и кроме того нормальная сила N_A и перерезывающая Q_A , возникающие от действия силы $R_{цб}$. Эти

силы с учетом действия силы H_{CC} могут быть определены следующим образом (см. фиг. 121).

Действующие в сечении AA составляющие от сил $R_{цб}$ и H_c будут равны:

$$N_A = N_{NA} + N_{HA} = R_{цб} \cos \omega_0 + H_{CC} \cos \gamma_0,$$

$$Q_A = Q_{RA} + Q_{HA} = R_{цб} \sin \omega_0 + H_{CC} \sin \gamma_0,$$

а углы

$$\omega_0 = \alpha_0 - 90^\circ - \varphi_0, \quad \gamma_0 = 180^\circ - \alpha_0.$$

Учитывая теперь знаки в зависимости от направления действия сил,

$$N_A = R_{цб} \sin (\alpha_0 - \varphi_0) - H_{CC} \cos \alpha_0, \quad (162)$$

$$Q_A = R_{цб} \cos (\alpha_0 - \varphi_0) + H_{CC} \sin \alpha_0. \quad (163)$$

По этим силам находим напряжение:

$$\sigma_{сумм} = \frac{M_A}{W_A} + \frac{N_A}{F_A}.$$

Таким образом с известным приближением могут быть определены силы, действующие на ротор насоса типа Рут.

Известный интерес представляет еще определение вертикальной деформации в сечении CC под влиянием центробежных сил, что может повлиять на величину зазора между статором цилиндра и ротором. По данным проф. Тимошенко, величина этой деформации определяется выражением:

$$V = \int_{S_C}^{S_n} \left(\frac{M''_n}{EF_n r_m} + \frac{N''_n}{EF_n} \right) \sin \alpha dS - \int_{S_C}^{S_A} \left(\frac{M''_n}{EF_n r_m} + \frac{N''_n}{EF_n} \right) x_n dS + \\ + \int_{S_C}^{S_A} \frac{k Q''_n}{EF_n} \cos \alpha dS. \quad (164)$$

В этой формуле нужно определить величины M''_n , N''_n , Q''_n и x_n , не входившие ни в одну из предшествующих формул.

Рассмотрим произвольное сечение ротора (см. фиг. 122). В этом сечении действуют силы Q_n , N_n и составляющие от силы H_{cc} силы N_H и Q_H . Суммируя действующие силы, получим:

$$N_n' = N_n - H_{cc} \cos \alpha_n \quad (165)$$

и

$$Q_n' = Q_n + H_{cc} \sin \alpha_n. \quad (166)$$

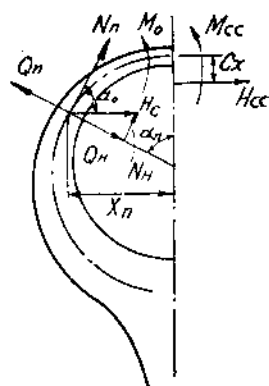
Переходя к действующему в этом же сечении моменту, получим:

$$M_n' = M_n + M_{cc} - H_n y_n, \quad (167)$$

где $y_n = y_n' + c_x$.

Значение величины x_n видно из фиг. 122.

Нашедши значения этих величин для каждого участка и произведя графическое интегрирование аналогично тому, как это производилось ранее, мы сможем найти величину деформации V . Обычно значение не превосходит нескольких сотых миллиметра (при условии не выходящих за пределы нормы напряжений в сечениях). Учет этой деформации и теплового расширения нужно положить в основу определения величины зазора.



Фиг. 122.

XV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВОЗДУШНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Величинами, необходимыми для определения основных размеров центробежного воздушного насоса, как и ранее, являются: потребная производительность насоса в единицу времени (например, $V_{мин}$) и потребное конечное давление, определяемое в соответствии со сказанным в начале настоящей главы. Для общей ориентировки в таблице XXVIII приведены некоторые данные о центробежных воздушных насосах.

Потребная производительность $V_{мин}$ должна быть увеличена на потери, имеющие место в насосе в виде утечек через щели, разрежение при всасывании и пр. Эти величины могут быть учтены коэффициентом ϕ . Таким образом расчетная производительность центробежного насоса

$$V'_{мин} = \phi V_{мин}. \quad (168)$$

Величина ϕ выбирается в зависимости от размеров насоса. Для насосов (с производительностями, применяемыми для двигателей внутреннего сгорания — порядка до 3—4 м³/сек) можно принять $\phi = 1,06 — 1,12$, причем меньшая из величин относится к большим производительностям.

Теперь следует найти основную из величин, определяющих работу центробежного воздушного насоса, а именно диаметр рабочего колеса.

Для этой цели воспользуемся соотношением:

$$H_{теор \infty} = \phi \frac{u_{вых}^2}{g}. \quad (39')$$

Так как в подавляющем большинстве центробежные насосы для двигателей внутреннего сгорания выполняются не только с радиальным входом, но и с радиальным выходом, т. е. с радиальными лопатками, то выражение для $H_{теор \infty}$ может быть приведено к следующему виду:

$$H_{теор \infty} = \frac{u_{вых}^2}{g}, \quad (41')$$

Таблица XXVIII

Завод	Тип насоса	Ориенти- ровочная производи- тельность	Приблизи- тельное отношение давлений	Число оборотов в мин.	Диаметр колеса (мм)	Окружная скорость у выхода из колеса (м/сек)	Погребная мощность л. с.	Число ступеней	Рассчет- ная высота к.м	Примеча- ние
FMA	продувочный насос для двигателей вну- треннего сгорания	12,8 м ³ /сек	1,12 ÷ 1,13	1610 ÷ 1710	—	—	284	1	—	загнутые лопатки то же
AEG	то же	11,1 м ³ /сек	1,17	1500	—	—	—	1	—	то же
Зульцер ¹	для испарительной установки	17,9 м ³ /сек	1,473	3 010	730	115	149,5	5	—	то же
Эшер Вис	для газа	3,33 м ³ /сек	1,176	4 100	780	167	140	2	—	то же
Rato	для металлургической печи	4,4 м ³ /сек	1,25	3 270	720	123	—	2	—	радиальные лопатки
Юинтер	авиационный нагне- татель для мотора Юинтер VII	0,39 кг/сек	1,54	20 700	254	275	—	1	3,5	то же
Рольс-Ройс	то же для мотора Кестрель III S	0,62 кг/сек	1,65	22 640 27 000	215	256 304	—	1	3,5	то же
Фиаг ²	то же для рекордного мотора AS6	2,67 кг/сек	—	19 000	290	257	200	1	—	то же
Даймлер Бенц	то же для мотора F2	0,687 кг/сек	1,62	10 100	360	190	—	1	4,0	то же
Армстронг Сидней	то же для мотора Ягуар	0,342 кг/сек	1,67 ÷ 1,73	21 840	240	312	—	1	4,1—4,4	то же
ВТН	типа авиационного, но близкого к не- му	0,65 м ³ /сек	1,8	22 000	279,39	320	—	1	—	то же

¹ Оснертаг Компрессоры и воздуходувки. том II, изд. 1929 г., фиг. 119.² Таганов Высотные двигатели изд. 1934 г. § 63, стр. 179 и след.

Теперь вспомним, что $H_{эф} \approx \eta_h H_{теор}$, т. е.

$$H_{теор} \approx \frac{H_{эф}}{\eta_h} = \frac{u_{вых}^2}{\eta_h g},$$

где η_h — гидравлический коэффициент полезного действия.

Далее, имеем:

$$H_{эф} = \frac{P_{кон} - P_{нач}}{\gamma_m} = \frac{(P_{кон} - P_{нач}) 10^4}{\gamma_m}, \quad (169)$$

где γ_m — средний удельный вес $\approx \frac{\gamma_{кон} + \gamma_{нач}}{2}$ в $кг/м^3$,

$P_{кон}$ — давление по выходе из рабочего колеса в $кг/м^2$,

$P_{нач}$ — давление при входе в рабочее колесо в $кг/м^2$.

Тогда

$$H_{теор} \approx \frac{P_{кон} - P_{нач}}{\gamma_m \cdot \eta_h} 10^4. \quad (170)$$

Приравнявая правую часть ур-ния (169) к выражению для $H_{теор}$ по ф-лам (41) и (41') и учитывая, что $u_{вых} = \frac{\pi D_{вых} \cdot n}{60}$, найдем для радиальных лопаток, где $\beta_{вых} = 90^\circ$:

$$D_{вых} = \frac{5970}{n} \sqrt{\frac{P_{кон} - P_{нач}}{\eta_h \gamma_m}} = \frac{5970}{n} \sqrt{\frac{P_{кон}}{\eta_h \gamma_m} (\epsilon - 1)}, \quad (171)$$

где $\epsilon = \frac{P_{кон}}{P_{нач}}$ — отношение давлений,

$P_{нач}$ — начальное давление сжатия в $кг/см^2$,

γ_m — средний удельный вес в $кг/м^3$,

n — число оборотов в мин.,

η_h — гидравлический коэффициент полезного действия.

Из ф-лы (170) или (171) находим для данных условий:

$$D_{вых} n = A = \text{const.} \quad (172')$$

Далее, имея выражение

$$u_{вых} = \frac{\pi D_{вых} n}{60} = \frac{\pi \cdot A}{60}, \quad (172)$$

находим $u_{вых}$.

Проверяем значение получаемой окружной скорости (абсолютные значения ее см. ниже). Если последняя лежит в пределах допускаемых величин, то выбирают желательное соотношение величин $D_{вых}$ и n , произведение которых равняется постоянной величине A . Вообще говоря, чем меньше выбирается величина $D_{вых}$, тем меньше габаритные размеры нагнетателя и его вес. Но, с другой стороны, из ф-лы (172') мы видим, что для данных условий работы, чем меньше мы выбираем диаметр $D_{вых}$, тем больше получается число оборотов. В случае, если насос приводится в движение от обслуживаемого двигателя, имеющего определенное число оборотов $n_{ист}$, при указанном выше возрастании n возрастает и передаточное число в приводе от двигателя к насосу. Последнее связано с затруднениями в изготовлении передачи (обычно шестеренчатая) и кладет предел увеличению числа оборотов. Кроме того с большим числом оборотов связаны некоторые неудобства — нагрузка вала (критическое число оборотов), нагрузка подшипников и пр. В связи со всем изложенным, число оборотов центробежных насосов для двигателей внутреннего сгорания обычно стараются не делать выше 20 000 — 25 000 в минуту. Эти величины имеют место для авиационных нагнетателей, к которым предъявляются особенно высокие требования в смысле малого веса и небольших

габаритов. Для судовых, например, продувочных центробежных насосов с самостоятельным приводом применяются значительно меньшие числа оборотов $3000 \div 7000$ в минуту. При этом соответственно увеличиваются диаметры колес. Основной величиной, определяющей порядок размеров $D_{\text{вх}}$ и n , является окружная скорость $u_{\text{вх}}$. Последняя выбирается в следующих пределах: для нормальных машин $150 \div 200$ м/сек, для очень напряженных (например, авиационных нагнетателей) — $250 \div 340$ м/сек, причем в отдельных случаях в зависимости от прочности лопаток возможно и дальнейшее увеличение этих пределов — до 400 и даже 450 м/сек. Для скоростей свыше 200 м/сек рекомендуется применять исключительно радиальные лопатки, так как они не подвергаются изгибу под действием центробежных сил. Этот изгиб значительно усложняет и утяжеляет конструкцию насоса, в то время как для получающихся при таких скоростях чисел оборотов рабочие колеса должны быть максимально облегчены.

Исходя из указанных выше величин окружной скорости, которая диктуется качествами материала рабочих колес, следует для каждого данного случая выбирать наружный диаметр колеса и его число оборотов. При этом, если получающиеся величины не укладываются в указанные пределы, то приходится переходить к нескольким ступеням. Обычно для двигателей внутреннего сгорания не требуются высокие давления (при применении центробежных воздушных насосов для наддува, продувки и т. п.) и поэтому большей частью оказывается возможным ограничиться одной-двумя, максимально тремя ступенями, причем последнее число применяется сравнительно редко.

Считается, что для нормальных центробежных воздушных насосов можно в одной ступени достигнуть повышения давления:

$$\frac{P_{\text{кин}}}{P_{\text{нач}}} = 1,3 \div 1,4 \text{ раза (скорости } u_{\text{вх}} \text{ примерно до } 200 \text{ м/сек).}$$

Для напряженных воздушных центробежных насосов эта величина повышается до $2,0 \div 2,2$ раза (скорости $u_{\text{вх}}$ примерно $300 \div 400$ м/сек).

Число лопаток выбирается обычно в пределах от 18 до 24 для нормальных машин и от 8 до 16 — для быстроходных с радиальными лопатками.

Отношение $\frac{D_1}{D_2} = \frac{D_{\text{вх}}}{D_{\text{вх}}}$ колеблется в зависимости от величины производительности и напора, которую должно развить данное колесо, в пределах $0,4 \div 0,65$. При этом, чем больше напор и меньше производительность, тем меньше отношение $\frac{D_1}{D_2}$. Угол $\beta_{\text{вх}}$ берется обычно в пределах $45 \div 60^\circ$ (см. об этом раздел о распределении давлений). Наконец, величина гидравлического коэффициента полезного действия колеблется в пределах: $\eta_h = 0,4 \div 0,7$.

Для колес с нерадиальными лопатками эта величина лежит ближе к верхнему пределу. Вообще говоря, определить теоретически эту величину весьма трудно, поэтому здесь приходится основываться на опытных данных.

Определение величины $D_1(D_{\text{вх}})$, зависящей от производительности насоса $V_{\text{мин}}$ может быть произведено следующим образом. При входе в колесо желательно иметь возможно малые скорости, так как здесь имеет место удар и, чем больше скорость, тем больше и вызываемая ударом потеря. Абсолютная скорость входа в колесо складывается (при радиальном входе) из скорости притекания воздуха и окружной скорости на диаметре входного сечения. Чем больше этот диаметр, тем, с одной стороны, больше входное сечение и меньше скорость входа воздуха в радиальном направлении, но с другой — тем больше окружная скорость. Поэтому желательно найти значение диаметра, который дал бы минимальную абсолютную скорость входа.

Согласно сказанному (см. фиг. 123) имеем:

$$w_{ax}^2 = u_{ax}^2 + c_{ax}^2 = \left(\frac{\pi D_{ax} n}{60} \right)^2 (1 - \gamma)^2 + \frac{V_{cek}^2}{\left(\frac{\pi D_{ax}^2}{4} - \frac{\pi d_{em}^2}{4} \right)^2} =$$

$$= \frac{\pi^2 D_{ax}^2 n^2}{3600} (1 - \gamma)^2 + \frac{4^2 \cdot V_{cek}^2}{\pi^2} \frac{1}{(D_{ax}^2 - d_{em}^2)^2},$$

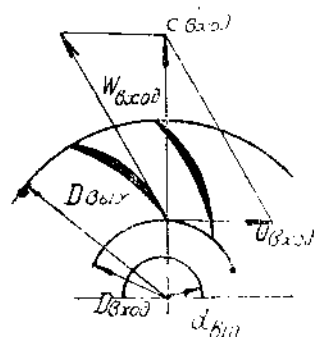
где D_{ax} — диаметр кромки входного отверстия;

n — число оборотов в мин.;

γ — отношение $\frac{c_{r ax}}{u_{ax}}$, учитывающее закручивание струи при входе на лопатку (по Поликовскому $\gamma = 0,15 \div 0,25$ для первой ступени и $0,1 \div 0,2$ — для остальных ступеней);

V_{cek} — секундный расход через насос в $\text{м}^3/\text{сек}$ (с учетом утечек);

d_{em} — диаметр втулки $\approx (0,15 \div 0,25) D_{ax}$.



Фиг. 123.

Последняя величина (d_{em}) выбирается сначала ориентировочно, а затем, при окончательном расчете, проверяется точно.

Из этого уравнения найдем условие минимума w_{ax} , т. е. $\frac{d(w_{ax}^2)}{dD_{ax}} = 0$;

получаем:

$$\frac{d}{dD_{ax}} \left\{ (1 - \gamma)^2 \frac{\pi^2 n^2 D_{ax}^2}{3600} \right\} + \frac{d}{dD_{ax}} \left\{ \frac{16 \cdot V_{cek}^2}{\pi^2} \frac{1}{(D_{ax}^2 - d_{em}^2)^2} \right\} = 0;$$

и далее, произведя дифференцирование, получим:

$$(1 - \gamma)^2 \frac{\pi^2 n^2 D_{ax}^2 \cdot 2}{3600} - \frac{16 V_{cek}^2}{\pi^2 (D_{ax}^2 - d_{em}^2)^2} 4 D_{ax} (D_{ax}^2 - d_{em}^2) = 0$$

и, наконец :

$$D_{ax} = \sqrt[3]{10,5 \sqrt{\frac{V_{cek}^2}{(1 - \gamma)^2 n^2} + 10,5 \frac{d_{em}^2}{10,5}}} =$$

$$= 3,95 \sqrt[3]{\frac{V_{cek}^2}{(1 - \gamma)^2 n^2} + \frac{d_{em}^2}{3,95^2}} \quad (173)$$

Для насосов с радиальными лопатками входная кромка обычно совпадает с торцевой плоскостью втулки колеса, и для этого случая будем иметь:

$$w_{ax}^2 = u_{ax}^2 + c_{ax}^2 = \left(\frac{\pi n D_{ax} + d_{em}}{60} \right)^2 (1 - \gamma)^2 + \frac{4^2 V_{cek}^2}{\pi^2 (D_{ax}^2 - d_{em}^2)^2};$$

находя, как и для предыдущего случая, $\frac{d(w_{ax}^2)}{dD_{ax}} = 0$, получим для D_{ax} выражение:

$$D_{ax} = 4,1 \sqrt[3]{\frac{V_{cek}^2}{(1 - \gamma)^2 n^2} + \frac{d_{em}^2}{4,1^2}} \quad (174)$$

По ф-лам (173) и (174) может быть найден искомый диаметр. Однако иногда величина, получаемая по этим формулам, не выдерживается в точности. Обычно считают, что скорость входа в лопатку (т.е. $c_{вх}$) не должна превышать 45 м/сек.

Величина $D_{вх}$ колеблется на практике в пределах от 0,8 до 1,2 от величины, получающейся расчетом.

Ограничение величины $c_{вх}$ основывается на том, что большая скорость входа в насос в дальнейшем не может быть понижена в рабочем колесе и, следовательно, все время будет возрастать, давая и возрастание различных потерь. Существует такая элементарная зависимость для определения скорости входа в лопатку:

$$c_{вх} = c_0 = 0,2 : 0,3 \sqrt{2gH}, \quad (175)$$

где напор $H = L_{ад}$ (см. Нütte, изд. 13, стр. 1127).

Переходим к определению ширины колес у входа и выхода.

Ширина колес может быть определена в зависимости от расхода через насос:

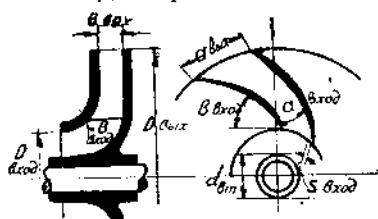
$$b_{вх} = \frac{V'_{сек}}{\pi \cdot D_{вх} \cdot c_{р, вх}}, \quad (176)$$

где $b_{вх}$ — ширина рабочего канала в осевом направлении (параллельно валу);

$V'_{сек}$ — расход через насос в м³/сек (с учетом потерь);

$D_{вх}$ — диаметр, соответствующий входной кромке в ж;

$c_{р, вх}$ — радиальная составляющая скорости в м/сек.



Фиг. 124.

Другой размер канала, в направлении перпендикулярном к лопаткам, определяется из формулы (см. фиг. 124):

$$a_{вх} = z \cdot b_{вх} \cdot c_{отн, вх}, \quad (177)$$

где z — число лопаток,

$c_{отн, вх}$ — скорость входа на лопатке, суммарная из окружной и радиальной скоростей у входа.

При определении последней величины необходимо учесть стеснение сечения лопатками.

Коэффициент стеснения

$$\tau_{вх} = \frac{\pi D_{вх}}{\pi D_{вх} \cdot z \cdot \frac{s_{вх}}{\sin \beta_{вх}}}, \quad (178)$$

где $D_{вх}$ — диаметр в рассматриваемом сечении (в данном случае входном).

z — число лопаток,

$s_{вх}$ — толщина лопаток (обычно 2 ÷ 4 мм),

$\beta_{вх}$ — угол наклона лопаток (в данном случае у входа).

Для случая радиальных лопаток, начинающихся у торца втулки колеса, $\sin \beta_{вх} = 1$, и тогда

$$\tau_{вх, рад} = \frac{\pi D_{вх}}{\pi D_{вх} - z s_{вх}}, \quad (179)$$

где $D_{вх} = \frac{D_{вх} + d_{вх}}{2}$.

Расчет выходного сечения производится по аналогичным формулам, но для объема не $V'_{сек}$, а $V'_{сек, кон}$ (т.е. для объема, выходящего из конечного сечения колеса).

Для радиальных лопаток величина $a_{\text{вых}}$ определяется сама собой, в зависимости от диаметра и числа лопаток, и влиять на величину сечения можно только, изменяя величину $b_{\text{вых}}$ и $b_{\text{вл}}$. Подсчет размеров b колеса проводится для ряда диаметров с учетом коэффициента стеснения и объема воздуха в рассчитываемом сечении. Кроме того нужно учесть, какое количество энергии будет преобразовано в диффузоре и, исходя из этого, определить объем воздуха в выходном сечении.

Необходимо остановиться еще на вопросе о расчете направляющего аппарата. Можно указать примерно такие нормы диаметров его. В целях уравнивания потока после выхода из рабочего колеса целесообразно дать небольшой кольцевой зазор. Величина его выбирается в зависимости от давления от 1 до 7 мм. Чем выше давление, тем меньше должен быть зазор, во избежание больших целевых потерь. Таким образом,

$$R_{\text{вых}} = R_{\text{вх}} + (1 \div 15,0) \text{ мм.}$$

Ширина делается на 1 ÷ 2 мм больше ширины выхода из рабочего колеса, т. е.

$$b_{\text{вл}} = b_{\text{вых}} + (1 \div 2) \text{ мм.}$$

Число лопаток диффузора берется от 6 до 26 шт., причем нижний предел относится к напряженным быстроходным насосам. $D_{\text{вых}}$ берется примерно в 1,25 ÷ 1,5 раза больше $D_{\text{вх}}$, причем обычно для наиболее напряженных машин с целью уменьшения габаритов выбирают величины, близкие к 1,3. Угол наклона лопаток берется в пределах 12 ÷ 25° (нижний предел для быстроходных насосов). При этом, чем меньше угол, тем лучшим получается η_h , а с точки зрения числа лопаток наилучшие результаты в отношении η_h дает число их порядка 12 ÷ 15. При двухступенчатых насосах нужно проверить характер изменения скорости в обводном канале. Характер этого изменения должен быть постепенным и плавным.

Как видим, производительность насоса может быть подсчитана (примерно) в зависимости от скорости входа в колесо или выхода из него. Таким образом имеем:

$$V_{\text{мин}} = \frac{V_{\text{сек}}}{\psi} \cdot 60 = \frac{60}{\psi} \pi D_{\text{вх}} b_{\text{вл}} c_{p, \text{вл}} \quad (168)$$

XVI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ ВОЗДУШНЫМ НАСОСОМ

Существует несколько способов определения мощности, потребляемой воздушным центробежным насосом. Все они однако не дают абсолютно точного значения этой мощности, так как в них вводятся коэффициенты, выбираемые на основании ряда соображений о протекании процесса сжатия. Предусмотреть же точно протекание процесса сжатия и, в частности, величину среднего показателя политропы сжатия почти невозможно.

Подсчет давления по одному из методов ведется, как для политропического процесса с показателем сжатия больше k . В этом случае можно считать, что показатель политропы (вернее, гиперadiaбаты) для неохлаждаемого насоса (а для двигателей внутреннего сгорания в подавляющем большинстве случаев применяются именно такие насосы) будет порядка $m = 1,65 \div 1,8$ (и даже более).

Тогда находим потребляемую мощность по формуле:

$$N_{\text{с}} = \frac{V_{\text{сек}}}{\gamma_m \cdot 75} E_{\text{собщ}} = \frac{\psi V_{\text{сек}}}{\gamma_m \cdot 75} \frac{m}{m-1} p_{\text{нач}} \left[\left(\frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] 10^4, \quad (180)$$

где $\gamma_m = 0,94 \div 0,98$. Меньшая из величин относится к насосам со специальными шестеренчатыми приводами (например, авиационные нагнетатели).

По другому из способов мощность находят путем введения адиабатического коэффициента полезного действия, величина которого может считаться установленной с достаточной точностью многочисленными экспериментальными исследованиями, произведенными до сего времени по этому вопросу, и может быть принята равной:

$$\eta_{ад} = 0,65 \div 0,80.$$

Меньшая из величин относится к насосам с большими скоростями, радиальными лопатками и т. п., а большая — к насосам с обычными лопатками.

Выбрав коэффициент $\eta_{ад}$ или найдя его величину путем подсчета по ф-ле (33), получаем:

$$\eta_{ад} \cdot \epsilon_{жат} = \frac{T_{ад} - T_{нач}}{T_{кон} - T_{нач}}, \quad (33)$$

где $T_{ад}$ — температура конца сжатия, получаемая из соотношения давле-

$$\text{ний при адиабатическом сжатии } T_{ад} = T_{нач} \left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$T_{нач}$ — начальная температура;

$T_{кон}$ — температура конца сжатия при гиперadiaбатическом про-

$$\text{цессе, получаемая из соотношения } T_{кон} = T_{нач} \left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{m-1}{m}},$$

где $m \approx 1,65 \div 1,8$.

Затем определяется мощность по формуле:

$$N = \frac{V_{сек} E_{ад}}{75 \cdot \eta_{ад} \eta} = \frac{\epsilon V_{сек}}{75 \cdot \eta_{ад} \eta} \cdot \frac{k}{k-1} p_{нач} \left[\left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (181)$$

где η — коэффициент, учитывающий все прочие потери и равный $0,75 \div 0,85$.

Формула (180) дает несколько меньшие величины мощности, чем формула (181), однако следует отметить, что наибольшее применение находит ф-ла (181).¹

Пример 33. Произвести расчет основных размеров и потребной мощности для насоса, применяемого для продувки быстроходного двухтактного дизеля транспортного типа. Потребная производительность $0,210 \text{ кг/сек}$, а с учетом потерь — $0,225 \text{ кг/сек}$, потребное давление — $1,4 \text{ ата}$. Так как двигатель быстроходный и требуется насос легкого веса, то оста-

навливаемся на быстроходном насосе с радиальным колесом, и $z = 8$.
При гиперadiaбатическом сжатии воздуха с показателем $m = 1,7$ от давления всасывания (примерно $0,95 \text{ кг/см}^2$) до давления $1,4 \text{ кг/см}^2$ и начальной температуре воздуха в 15°C ($T_{нач} = 288^\circ$) мы имеем конечную температуру сжатия:

$$T_{кон} = 288 \cdot \left(\frac{1,4}{0,95} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}} = 288 \cdot 1,175^{0,412} = 318^\circ.$$

По уравнению состояния находим удельные объемы воздуха:

$$v_{нач} = \frac{RT_{нач}}{p_{нач}} = \frac{29,3 \cdot 288}{0,95} = 0,888;$$

$$v_{кон} = \frac{RT_{кон}}{p_{кон}} = \frac{29,3 \cdot 318}{1,4} = 0,727.$$

Часто эта формула дается в таком виде: $N_c = \frac{G \cdot E_{ад}}{75 \cdot \eta_c}$. Следует иметь в виду, что

$\eta_c = \eta_{ад} \cdot \eta$ и тогда при переводе $E_{ад}$ от единицы объема к единице веса обе формулы будут идентичны.

Теперь находим средний удельный вес воздуха в процессе сжатия:

$$\gamma_m = \frac{\frac{1}{0,888} + \frac{1}{0,727}}{2} \approx 1,25.$$

По ф-ле (171) определяем наружный диаметр рабочего колеса. Гидравлический коэффициент полезного действия η_h принимаем равным 0,475. Тогда

$$D_{внх} = \frac{5970}{\pi} \sqrt{\frac{p_{кон} - p_{нач}}{\gamma_h \cdot \gamma_m}} = \frac{5970}{\pi} \sqrt{\frac{1,4 - 0,95}{0,475 \cdot 1,25}} \approx \frac{5250}{\pi}$$

и, следовательно, $D_{внх} \cdot \pi = 5250$.

Получаем:

$$u_{внх} = \frac{\pi}{60} 5250 = 274 \text{ м/сек},$$

что следует считать допустимым.

Составим ряд различных значений диаметров и чисел оборотов.

$n_{(об/мин)}$. . .	10 000	15 000	20 000	22 000	25 000
$D_{внх} (мм)$. . .	525	350	263	236	210

Примем число оборотов равным 22 000 в мин., а $D_{внх} = 235$ мм. Входной диаметр выберем по ф-ле (174), принимая $d_{вт} = 0,22 D_{внх} = 0,22 \cdot 235 \approx 52$ мм. Тогда, при $V_{сек} = G v_{нач} = 0,225 \cdot 0,888 \approx 0,2 \text{ м}^3/\text{сек}$

$$D_{вх} = 4,1 \sqrt[3]{\frac{V_{сек}^2}{(1-\gamma)^2 n^2} + \frac{d_{вт}^2}{4,1^2}} =$$

$$= 4,1 \sqrt[3]{\frac{0,2^2}{(1-0,25)^2 \cdot 22\,000^2} + \frac{0,052^2}{4,1^2}} = 4,1 \cdot 0,0264 = 0,1075.$$

Принимаем $D_{вх} = 110$ мм.

Проверим скорость входа в колесо.

$$\text{Коэффициент стеснения при } D_p = \frac{D_{вх} + d_{вт}}{2} = \frac{110 + 52}{2} = 81 \text{ мм.}$$

$$\tau_{вх} = \frac{\pi D_{ср}}{\pi D_{ср} - z s} = \frac{\pi 81}{\pi 81 - 8 \cdot 2} = 1,065.$$

Здесь мы приняли толщину лопатки $s \approx 2$ мм. Находим скорость входа:

$$v_{вх} = \tau_{вх} \frac{V_{сек, вх}}{\left[\frac{\pi D_{вх}^2}{4} - \frac{\pi d_{вт}^2}{4} \right]} = \frac{1,065 \cdot 0,20}{\frac{3,14}{4} (0,11^2 - 0,052^2)} = 28,8 \text{ м/сек.}$$

т. е. также вполне допустимая величина.

Переходим к определению величины ширины колеса b .

Прежде всего определяем $\tau_{вх}$ на диаметре $D_{вх}$; имеем для этого сечения:

$$\tau_{вх} = \frac{\pi D_{вх}}{\pi D_{вх} - z s_{вх}} = \frac{3,14 \cdot 110}{3,14 \cdot 110 - 8 \cdot 2} = 1,05$$

и

$$b_{вх} = \tau_{вх} \frac{V_{сек, вх}}{\pi D_{вх} v} = \frac{1,05 \cdot 0,20 \cdot 0,888}{3,14 \cdot 0,110 \cdot 29,0} = 0,0211 \approx 21 \text{ мм.}$$

В целях упрощения делаем данный насос без направляющего аппарата с лопатками (поэтому и выбран сравнительно низкий $\eta_h = 0,475$). Тогда имеем для выходного сечения:¹

$$\tau_{внх} = \frac{3,14 \cdot 235}{3,14 \cdot 235 - 8 \cdot 2} = 1,022 \approx 1,0$$

¹ Пренебрегая для упрощения незначительным повышением давления в плоском диффузоре и спиральи.

и находим ширину выходного сечения, принимая $c_{вых} = 25 \text{ м/сек}$

$$b_{вых} = \frac{V_{сек, вых}}{\pi \cdot D_{вых} \cdot c_{вых}} = \frac{0,225 \cdot 0,727}{3,14 \cdot 0,235 \cdot 22} = 0,0101 \approx 10 \text{ мм.}$$

Аналогичным образом могут быть подсчитаны все промежуточные значения b , принимая в первом приближении изменение удельных объемов вдоль колеса по закону прямой. Результаты подсчета сведены в таблицу XXIX.

Таблица XXIX

Диаметр (мм)	Коэффициент сжатия	Удельный объем V	Объем, проходящий через сечение (сек)	Скорость в сечении	Приблизительная ширина лопатки (мм)
110 = $D_{вх}$	1,050	0,888	0,200	20	21
150	1,035	0,8365	0,188	24,5	17
175	1,032	0,8043	0,181	22	15,5
200	1,025	0,772	0,174	22	13,0
235 = $D_{вых}$	1,022	0,727	0,1635	22	10

Очевидно, целесообразно несколько увеличить $D_{вх}$ с целью получения еще более плавного изменения скоростей.

Остается определить мощность, потребляемую насосом.

Находим адиабатический коэффициент полезного действия сжатия. Для этого определим температуру адиабатического процесса:

$$T_{ад} = T_{нач} \left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \left(\frac{1,4}{0,95} \right)^{1,4} = 288 \cdot 1,475^{0,295} = 322^\circ.$$

Тогда

$$\eta_{ад} = \frac{T_{ад} - T_{нач}}{T_{кон} - T_{нач}} = \frac{322 - 288}{348 - 288} = 0,565.$$

Определим теперь по ф-ле (181) N_e , принимая $\eta = 0,85$ и найдя по таблицам $E_{ад} = 44000 \text{ кг·м/м}^3$. Имеем:

$$N_e = \frac{V_{сек} E_{ад}}{75 \cdot \eta_{ад} \eta} = \frac{0,225 \cdot 0,888 \cdot 44000}{75 \cdot 0,565 \cdot 0,85} = 24,5 \text{ л. с.}$$

Пример 34. Произвести расчет основных размеров и потребной мощности для продувочного насоса для судового дизеля. Потребная производительность — 1,8 кг/сек, что с учетом утечек дает расчетную производительность в 2,0 кг/сек. Давление — 1,3 кг/см².

Продувочный насос приводится в движение электромотором с числом оборотов 3500 в мин. Примем, что сжатие происходит в двух ступенях без охлаждения. Температура засасываемого воздуха — 20° С или 293° абс., а давление — 0,98 кг/см².

Прежде всего найдем конечную температуру гиперadiaбатического сжатия воздуха, полагая $m = 1,65$. Будем иметь:

$$T_{кон} = 293 \left(\frac{1,3}{0,98} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 288 \cdot 1,126 \approx 330^\circ \text{ или } 57,0^\circ \text{ С.}$$

Строим в энтропийной диаграмме на фиг. 125 линию АБ, изображающую это сжатие. Затем разбиваем перепад температур на две равные части и, проводя горизонталь, находим точку С на линии АБ, делящую процесс сжатия на две части. Таким образом находим давление конца сжатия в первой ступени $p_{пром} = 1,1375 \text{ кг/см}^2$ и, соответствующий состоянию воздуха в этой точке, удельный объем — 0,8 м³/кг. Теперь найдем диаметр рабочего колеса. Заданым числом лопаток $z = 24$ и углом $\beta_{вых} = 47^\circ$. По фиг. 55а возьмем для 24 лопаток величину $\eta_b = 0,52$.

Тогда по ф-ле (171) найдем диаметр при $\gamma_m = \frac{0,8}{2} + \frac{1}{0,875} = 1,193$.

$$D_{вмх} = \frac{5970}{\pi} \sqrt{\frac{P_{кон} - P_{нач}}{\gamma_m \gamma_0}} = \frac{5970}{1500} \sqrt{\frac{1,1375 - 0,98}{1,196 \cdot 0,52}} =$$

$$= \frac{5970}{7500} \cdot 0,506 = 0,672 \text{ м.}$$

Принимаем $D_{вмх} = 675 \text{ мм}$; тогда

$$u_{вмх} = \frac{3,14 \cdot 0,675 \cdot 4500}{60} = 159 \text{ м/сек.}$$

Найдем теперь $D_{вх}$. Примем предварительно (до проверки на прочность) $d_{вм} = 0,225 D_{вмх} \approx 0,15 \text{ м}$. Имеем по ф-ле (173).

$$D_{вх} = 3,95 \sqrt{\sqrt{\frac{V_{сек}^2}{(1 - \gamma)^2 \pi^2} + \frac{u_{вм}^2}{3,95^2}}}$$

$$= 3,95 \sqrt{\sqrt{\frac{2,0^2 \cdot 0,875^2}{4500^2 (1 - 0,25)^2} + \frac{0,15^2}{3,95^2}}} = 3,95 \sqrt{\sqrt{0,0017 + 0,00144}} =$$

$$= 3,95 \cdot 0,089 = 0,352.$$

Принимаем $D_{вх} = 355 \text{ мм}$.

Проверяем вихревую скорость:

$$c_{вх} = \frac{V_{сек, вх}}{\frac{\pi}{4} (D_{вх}^2 - u_{вм}^2)} = \frac{2,0 \cdot 0,875}{\frac{\pi}{4} (0,355^2 - 0,15^2)} \cdot \frac{1,75}{0,785 \cdot 0,104} = 21,5 \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Такая скорость вполне допустима.

Определим теперь величину угла $\delta_{вмх}$:

$$1 - \cos \delta_{вмх} = 1 - 0,3 \cdot \cos 47^\circ = 1 - 0,3 \cdot 0,682 \approx 0,8 =$$

$$= \frac{\text{tg } \beta_{вмх}}{\text{tg } \delta_{вмх} + \text{tg } \delta_{вмх}} = \frac{\text{tg } 47^\circ}{\text{tg } 47^\circ + \text{tg } \delta_{вмх}} = \frac{1,0724}{1,0724 + \text{tg } \delta_{вмх}},$$

откуда

$$\text{tg } \delta_{вмх} = \frac{1,0724 - 0,8 \cdot 1,0724}{0,8} = 0,258, \delta_{вмх} = 15^\circ.$$

Находим далее величины всех скоростей — в выходном и во входном сечениях. Из выходного треугольника скоростей имеем:

$$\sin [180^\circ - (\delta_{вмх} + \beta_{вмх})] = \frac{u_{вмх}}{\sin \varphi_{вмх}} = \frac{c_{отн, вмх}}{\sin \delta_{вмх}}.$$

Отсюда находим:

$$c_{вмх} = \frac{u_{вмх} \cdot \sin \delta_{вмх}}{\sin (\delta_{вмх} + \beta_{вмх})} = \frac{159 \cdot \sin 15^\circ}{\sin 62^\circ} = \frac{159 \cdot 0,2588}{0,8829} = 46,6 \text{ м/сек.}$$

$$c_{отн, вмх} = \frac{u_{вмх} \sin \delta_{вмх}}{\sin (\delta_{вмх} + \beta_{вмх})} = \frac{159 \cdot \sin 15^\circ}{\sin 62^\circ} = \frac{159 \cdot 0,2588}{0,8829} = 46,6 \text{ м/сек.}$$

Далее,

$$u_{вх} = \frac{\pi D_{вх} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,355 \cdot 4500}{60} = 83,5 \text{ м/сек.}$$

и

$$c_{отн, вх} = \sqrt{u_{вх}^2 + c_{вх}^2} = \sqrt{83,5^2 + 25,8^2} = 87,3 \text{ м/сек.}$$

где

$$c_{вх} = c_{отн, вх} \cdot \sin \delta_{вх} = 1,2 \cdot 21,5 \approx 25,8 \text{ м/сек.}$$

Теперь, зная все скорости, проверим получающуюся величину $H_{теор}$:

$$H_{теор} = \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{отн. вх}^2 - c_{отн. вых}^2}{2g} + \frac{c_{вых}^2}{2g} =$$

$$= \frac{159^2 - 83,5^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{87,3^2 - 46,6^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{132^2 - 25,8^2}{2 \cdot 9,81} =$$

$$= \frac{25181}{19,62} + \frac{6972,25}{19,62} + \frac{7621,29}{19,62} - \frac{2171,56}{19,62} + \frac{17424}{19,62} - \frac{665,54}{19,62} = \frac{40516,94}{19,62} = 2070 \text{ м.}$$

Из основной формулы для теоретического напора при бесконечном числе лопаток имеем

$$H_{теор} = \frac{1}{g} u_{вх} c_{вых} \cos \delta_{вых} = \frac{1}{9,81} \cdot 159 \cdot 132 \cos 15^\circ =$$

$$= \frac{1}{9,81} \cdot 159 \cdot 132 \cdot 0,9659 \approx 2070 \text{ м.}$$

Обе величины равны между собой, что показывает, что коэффициенты выбраны в общем правильно.

Найдем теперь величину давления воздуха по выходе из рабочего колеса, т. е. в щели. Очевидно, что этот напор будет отличаться от $H_{теор}$ на величину, соответствующую кинетической энергии. Тогда

$$H_{щели} = \frac{u_{вых}^2 - u_{вх}^2}{2g} + \frac{c_{отн. вх}^2 - c_{отн. вых}^2}{2g} =$$

$$= \frac{159^2 - 83,5^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{87,3^2 - 46,6^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{23758,5}{19,62} = 1210 \text{ м.}$$

Следовательно, в рабочем колесе превращается в давление $\frac{1210}{2070} \cdot 100 = 58,5\%$ всего напора. Соответственно имеем давление за рабочим колесом первой ступени:

$$p_{нач} + 0,585(p_{кон} - p_{нач}) = 0,98 + 0,585(1,1375 - 0,98) = 0,98 + 0,092 = 1,072 \text{ кг/см}^2.$$

Окончательно находим давление за рабочим колесом второй ступени 1,2225.

Переходим к определению ширины рабочего колеса во входном и выходном сечениях. Имеем угол наклона лопатки у входа в рабочее колесо.

$$\operatorname{tg} \beta_{вх} = \frac{c_{вх}}{u_{вх}} = \frac{25,8}{83,5} = 0,3095.$$

$\beta_{вх} \approx 17^\circ 10'$. Принимаем толщину лопаток у входа в 2 мм; найдем коэффициент стеснения у входа:

$$\sigma_{вх} = \frac{\pi D_{вх}}{\pi D_{ст} - z \frac{s_{вх}}{\sin \beta_{вх}}} = \frac{3,14 \cdot 355}{3,14 \cdot 355 - 24 \frac{2}{\sin 17^\circ 10'}}$$

$$= \frac{1113}{1113 - 24 \frac{2}{0,2952}} = \frac{1113}{930,5} \approx 1,2,$$

т. е. тот же, что был принят нами выше. Тогда будем иметь в соответствии с ф-лой (176)

$$b_{вх} = \frac{V'_{сек. вх}}{\pi D_{вх} \cdot c_{р вх}} = \frac{2,0 \cdot 0,875}{3,14 \cdot 0,355 \cdot 25,8} = 0,061 \text{ м.}$$

Принимаем $b_{вх} = 61 \text{ мм}$ и найдем по ф-ле (177):

$$a_{вх} = \frac{V'_{сек. вх}}{z b_{вх} c_{отн. вх}} = \frac{2,0 \cdot 0,875}{24 \cdot 0,061 \cdot 87,3} = 0,0137 \text{ м.}$$

Принимаем $a_{вх} = 13,5 \text{ мм}$.

Аналогично находим размеры в выходном сечении:

$$b_{вых} = \frac{V'_{с.к. вых}}{\pi D_{вых} c_{пр. вых}} = \frac{2,0 \cdot 0,827}{3,14 \cdot 0,675 \cdot 30,9} = 0,0252 \text{ м.}$$

Принимаем $b_{вых} = 25 \text{ мм.}$

Для подсчета по этой формуле величины $b_{вых}$ необходимо было знать удельный объем воздуха при выходе его из рабочего колеса и скорость $c_{пр. вых.}$

Первую из величин находим по уравнению состояния:

$$c_{пр. вых} = \frac{R T_{вых}}{p_{вых}} = \frac{29,3 \cdot (273 + 38,5)}{10720} = 0,827,$$

где $T_{вых}$ взято из энтропийной диаграммы (см. фиг. 125).

Радиальную составляющую выходной скорости находим из выходного треугольника:

$$c_{р. вых} = c_{отн. вых} \cdot \cos \delta_{вых} = 46,6 \cdot \cos 47^\circ = 46,6 \cdot 0,192 = 30,9 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент стеснения для $D_{вых}$ принимаем равным 1; затем находим величину $a_{вых}$.

$$a_{вых} = \frac{V'_{с.к. вых}}{z b_{вых} c'_{отн. вых}} = \frac{2,0 \cdot 0,827}{24 \cdot 0,025 \cdot 46,6} = 0,0585.$$

Прочие значения для лопапки находятся аналогично (см. пример 33).

Переходим к установлению основных размеров направляющего колеса (по Шульцу).

Входной диаметр его выбираем на 15 мм больше $D_{вых}$, т. е. $D_{д. вх} = 690 \text{ мм}$, а ширину выбираем такой же, как и ширина рабочего колеса в выходном сечении, т. е.

$$b_{д. вх} = 25 \text{ мм.}$$

Найдем угол лопаток направляющего колеса. Прежде всего определяем коэффициент

$$\mu = \frac{1}{2B \sin \delta_{вых}} = \frac{1}{2 \cdot 1,8 \sin 47^\circ} = \frac{1}{1 + 0,152} = 0,87.$$

$$z \left[1 - \left(\frac{D_{вх}}{D_{вых}} \right)^2 \right] = 24 \left[1 - \left(\frac{0,355}{0,675} \right)^2 \right]$$

Найдем угол лопаток направляющего колеса. Так как мы знаем μ , то знаем и $H_{теор} = H_{теор \infty} \mu = 2070 \cdot 0,87 = 1800 \text{ м.}$

Так как $H_{теор \infty} = \frac{1}{g} u_{вых} c_{вых} \cos \delta_{вых} = \frac{1}{g} u_{вых} c'_{т. вых.}$, то по аналогии можно найти истинное $c'_{т. вых.}$ (с учетом явлений, изменяющих $H_{теор \infty}$ при конечном числе лопаток), а именно:

$$H_{теор} = \frac{1}{g} u_{вых} c'_{вых} \cos \delta_{вых} = \frac{1}{g} u_{вых} c'_{т. вых.}$$

откуда

$$c'_{т. вых.} = \frac{g H_{теор}}{u_{вых}} = \frac{9,81 \cdot 1800}{159} = 111 \text{ м/сек.}$$

Зная эту величину, мы можем построить истинный выходной треугольник и, таким образом, найти истинное направление абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса. Очевидно, что угол направляющего колеса должен быть таким же, как и угол выхода из рабочего колеса. Имеем (см. фиг. 126):

$$c'_{р. вых.} = (u_{вых} - c'_{т. вых.} \lg \delta_{вых.})$$

$$\text{но } c'_{р. вых.} = c'_{т. вых.} \lg \delta_{вых.}$$

тогда

$$\lg \delta_{вых.} = \frac{(u_{вых} - c'_{т. вых.}) \lg \delta_{вых.}}{c'_{т. вых.}} = \frac{(159 - 111) \cdot \lg 47^\circ}{111} =$$

$$= \frac{48 \cdot 1,0724}{111} = 0,464,$$

Если бы $b_{д. вх.}$ отличалось от $b_{вых}$ рабочего колеса, то это следовало бы учесть соответственно изменениям скорости. В примере в целях упрощения $b_{д. вх.}$ принято равным $b_{вых.}$

откуда

$$\delta'_{вых} = \delta'_0 = 24^\circ 55'.$$

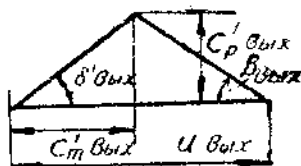
Внешний диаметр направляющего аппарата выбираем равным $1,3 D_{н.вх.} = 1,3 \cdot 690 \approx 900$ мм. Число лопаток направляющего аппарата выбираем равным $z_0 = 22$.

Входная скорость в направляющий аппарат будет найдена в результате нахождения изменения, в связи с увеличением диаметра, величины скорости выхода из рабочего колеса в радиальном направлении:

$$c_{p,0} = c'_{p,вых} \frac{D_{вых}}{D_{нх,0}} = c'_{п,вых} \operatorname{tg} \delta'_{вых} \frac{D_{вых}}{D_{нх,0}} = 111 \cdot 0,464 \cdot \frac{0,675}{0,690} = 50,4 \text{ м/сек}$$

и по ней будет найдена величина абсолютной входной скорости в направляющий аппарат:

$$c_{нх,0} = \frac{c_{p,нх,0}}{\sin \delta'_{вых}} = \frac{50,4}{\sin 24^\circ 55'} = \frac{50,4}{0,4213} = 119,5 \text{ м/сек.}$$



Тогда

$$a_{нх,0} = \frac{V'_{сек}}{z_0 b_{нх,0} c_{нх,0}} = \frac{2,0 \cdot 0,827}{22 \cdot 0,025 \cdot 119,5} = 0,0308.$$

Фиг. 125.

Полагая ширину канала направляющего аппарата постоянной, находим шаг лопаток в выходном сечении:

$$t = \frac{\pi D_{нх,0}}{z_0} = \frac{3,14 \cdot 900}{22} = 128,5 \text{ мм}$$

и по этим данным строим его выходное сечение. После построения аппарата нужно проверить его на ряде диаметров на плавность изменения скорости воздуха при протекании по каналу. Теперь остается определить потребную мощность. Найдем:

$$\epsilon_{ад} = \frac{T_{ад} - T_{нач}}{T_{кон} - T_{нач}} = \frac{318 - 293}{330 - 293} = 0,676,$$

где

$$T_{ад} = T_{нач} \left(\frac{p_{кон}}{p_{нач}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot \left(\frac{1,3}{0,98} \right)^{0,295} = 293 \cdot 1,325^{0,295} = 1,087 \cdot 293 = 318^\circ.$$

Тогда

$$N_s = \frac{V'_{сек} E_{ад}}{75 \cdot \epsilon_{ад} \cdot \eta} = \frac{2,0 \cdot 0,875 \cdot 2900}{75 \cdot 0,676 \cdot 0,94} \approx 117,5 \text{ л. с.}$$

где $E_{ад} = 2900$ ккал/м³ взято по таблицам, а η принято равным 0,85.

ХVII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ВОЗДУШНОМ НАСОСЕ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Основные из сил, действующих в центробежном насосе, — центробежные. Их величина, ввиду большого числа оборотов, которое имеют рабочие колеса центробежных воздушных насосов, обычно достигает довольно значительных размеров. Силы, возникающие от давления воздуха, обычно сравнительно невелики и конструктивные соображения заставляют, почти как правило, делать детали с большими размерами, чем этого требует расчет на силы от давления воздуха. Эти силы определяются, главным образом, для того, чтобы установить размеры органов, препятствующих осевому сдвигу.

Последний вызывается давлением воздуха, вытекающего через щели в пространстве за рабочие колеса. Это давление действует на площадь, равную по величине кольцевой поверхности, лежащей между двумя уплотнениями (см. фиг. 60). Имеем тогда площадь $\frac{\pi}{4} (D_A^2 - D_B^2)$,

на каждый кв. сантиметр которой действует разность $(p_{\text{вход}} - p_{\text{всас}})$. Тогда все усилие будет равно:

$$\frac{\pi}{4} (D_A^2 - D_B^2) (p_{\text{вход}} - p_{\text{всас}}).$$

Кроме того здесь действует в противоположном направлении реакция рабочего колеса на струю входящего воздуха, равная по величине $\frac{G_{\text{сек}}}{g} c_{0 \text{ вх}}$ кг. Тогда усилие, действующее в осевом направлении от одного рабочего колеса, будет:

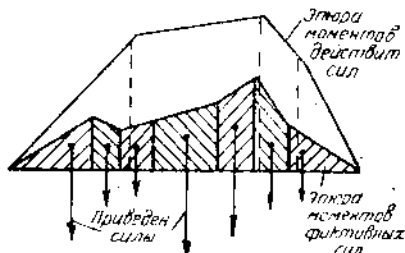
$$A_{1 \text{ кол}} = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - D_B^2) (p_{\text{вход}} - p_{\text{всас}}) - \frac{G_{\text{сек}}}{g} c_{0 \text{ вх}}.$$

Если насос имеет несколько колес, то

$$A = \sum A_{1 \text{ кол}}.$$

Центробежные силы оказывают в основном действие на самое лопастное колесо и на вал насоса.

Вал насоса рассчитывается на прочность и на критическое число оборотов, при котором, как следствие резонансного возрастания прогиба вала, наступает момент, когда напряжения в вале становятся теоретически бесконечно-большими и вал ломается. Подобный расчет проще всего произвести графо-аналитическим методом, излагаемым в учебниках деталей машин и центробежных машин¹ и в основном состоящим в следующем: находят веса всех частей вала и сидящих на нем деталей (крыльчатка, гайка и т. п.). По этим силам строят силовой и веревочный многоугольники при полюсном расстоянии H_1 и масштабе сил n . В результате получают эпюру изгибающих моментов, которую приводят к валу постоянного сечения. Это достигается тем, что все ординаты изменяются пропорционально изменению моментов инерции сечения (см. Фиг. 127). Получающаяся новая эпюра, дает фиктивную нагрузку на вал постоянного сечения (т. е. эпюра принимается за линию фиктивной нагрузки). Разбивая эпюру на площади, находят их центры тяжести и, прикладывая к этим центрам силы, пропорциональные площадям, получают новую систему сил, по которой строят силовой и веревочный многоугольники при полюсном расстоянии H_2 и масштабе сил z . Теперь по полученной эпюре находят прогибы y_n в каждой точке и затем по формуле:²



Фиг. 127.

$$n_{\text{крит}} = 300 \sqrt{\frac{\sum G f_n}{\sum G f_n^2}} \quad (182)$$

находят критическое число оборотов.

Здесь

$$f_n = y_n \frac{a}{k}, \text{ где } k = \frac{EI_{\text{макс}}}{H_1 H_2 n a^2 r}$$

где

E — модуль упругости,

a — масштаб длин вала,

y_n — прогиб в любом месте вала в масштабе чертежа,

k — масштаб ординат прогиба,

¹ Методы расчета на критическое число колебаний имеются, например, в книгах:

Остертаг, Компрессоры и воздухоудувки, том II, § 98;

Кирпич, Турбокомпрессоры и турбокомпрессоры, гл. XI;

Eck Kearton, Turbogebälde und Kompressoren; изд. 1929 г., стр. 132 и следующие.

Pfleiderer, Die Kreiselpumpen; изд. 1932 г., § 103.

² Глимошкин, Теория колебаний в инженерном деле; изд. 1932 г., стр. 70.

H_1 и H_2 — полюсные расстояния;

n — масштаб сил;

z — масштаб фиктивных сил;

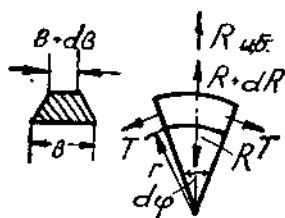
$I_{\max}$ — максимальный момент инерции постоянного сечения вала.

Для расчета на прочность надо таким же методом, как и выше, определить прогиб в месте центра тяжести крыльчатки и по этому прогибу и весу крыльчатки определить разбиваемую ею центробежную силу, после чего, учитывая уже и эту силу, найти напряжение в вале от изгиба и затем напряжение от кручения (по обычным формулам).

Окончательно получаем напряжение от изгиба и кручения по формуле:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\text{изг. макс}}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{\text{изг. макс}}^2}{2} + 4 \tau_{\text{круч}}^2}$$

Наконец, рабочее колесо насоса подвергается усилиям, возникающим в результате действия центробежных сил при вращении этого колеса. Как уже указывалось, величина этих усилий вследствие большого числа оборотов, которое имеют насосы (в особенности для двигателей внутреннего сгорания), достигает больших значений и препятствует дальнейшему увеличению быстроходности насосов, уменьшению их весов и габаритов за счет уменьшения числа ступеней (при потребных высоких давлениях) и пр.



Фиг. 128

Определение этих усилий представляется весьма затруднительным и, в общем виде, решение может быть дано лишь как дифференциальное уравнение, дающее решения только для нескольких определенных случаев лопаток (например, плоского диска, гиперболического диска и др. случаев формы колеса, в которых возможно

определение величин, входящих в дифференциальные уравнения). Для радиальных колес решение вопроса о напряжениях несколько проще.

Рассмотрим схематически способ определения напряжений в дисках рабочих колес.

При вращении элемента диска, изображенного на фиг. 128, в нем можно рассматривать следующие усилия:

- 1) от центробежной силы $R_{цб}$;
- 2) от силы $R + dR$ на внешней поверхности элемента;
- 3) от силы R на внутренней поверхности элемента;
- 4) от сил T на торцевых поверхностях элемента;
- 5) от сил в осевом направлении, которыми пренебрегаем, что на основании ряда исследований, допустимо.

Условие равновесия в вертикальной плоскости дает:

$$(R + dR) + R_{цб} - R - 2T \sin \frac{d\varphi}{2} = 0.$$

Так как угол $d\varphi$ очень мал, то можно принять $d\varphi = \sin d\varphi$ и тогда получим:

$$(R + dR) + R_{цб} - R - T d\varphi = 0. \quad (183')$$

Величины отдельных сил определим таким образом:

$$R = F \cdot \sigma_r \approx r \cdot d\varphi \cdot b \cdot \sigma_r,$$

где σ_r — напряжение в радиальном направлении;

$F = r \cdot d\varphi \cdot b$ — площадь, на которой действует это напряжение.

Аналогично

$$R + dR = (r + dr)(b + db)(\sigma_r + d\sigma_r) d\varphi$$

и тангенциальная сила

$$T = b \cdot dr \cdot \sigma_T,$$

где σ_T — напряжение в тангенциальном направлении.

Центробежная сила определяется следующим образом:

$$R_{цб} = \omega^2 r m = \omega^2 r \frac{\gamma}{g} b \cdot d\varphi \cdot dr.$$

Вводя все эти значения в ф-лу (183), получим:

$$(r + dr)(b + db)(\sigma_r + d\sigma_r)d\varphi + \omega^2 r b d\varphi dr - r d\varphi b \sigma_r - b dr \sigma_T d\varphi = 0.$$

Разделив все на $d\varphi dr$, получим:

$$\frac{1}{dr} [(r + dr)(b + db)(\sigma_r + d\sigma_r) - r b \sigma_r] + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r b - b \sigma_T = 0.$$

Раскрыв скобки и разделив и умножив все члены уравнения в скобках на $r b \sigma_r$, получим последовательно:

$$\begin{aligned} \frac{r b \sigma_r}{dr} \left[\sigma_r + d\sigma_r \left(\frac{r b}{r b} + \frac{r db}{r b} + \frac{b dr}{r b} + \frac{dr db}{r b} \right) - \frac{r b \sigma_r}{r b \sigma_r} \right] + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r b - b \sigma_T = 0; \\ \frac{r b \sigma_r}{dr} \left[1 + \frac{db}{b} + \frac{dr}{r} + \frac{dr db}{db} + \frac{d\sigma_r}{\sigma_r} + \frac{db \cdot d\sigma_r}{b \cdot \sigma_r} + \frac{dr \cdot d\sigma_r}{r \cdot \sigma_r} + \frac{dr db d\sigma_r}{r b \sigma_r} - 1 \right] + \\ + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r b - b \sigma_T = 0. \end{aligned}$$

Пренебрегая всеми бесконечно малыми второго и более высокого порядков, получим:

$$\frac{r b \sigma_r}{dr} \left(\frac{db}{b} + \frac{dr}{r} + \frac{d\sigma_r}{\sigma_r} \right) + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r b - b \sigma_T = 0,$$

или

$$\frac{d(b r \sigma_r)}{dr} - b \sigma_T + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r b = 0. \quad (183'')$$

Чтобы сделать это уравнение практически применимым, введем в него величину деформации в радиальном направлении. Как известно, деформация, например, удлинения в радиальном направлении, вызовет сжатие в перпендикулярном направлении. Если радиальная относительная деформация выразится через $l_r = \frac{d\Delta}{dr}$, то соответствующее сжатие в условиях диска сможет быть найдено путем определения отношения измененной и неизменной длины окружности, т. е.

$$l_T = \frac{2\pi(r + \Delta) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{\Delta}{r}.$$

Поскольку материалы, применяемые для изготовления дисков, следуют закону Гука, то имеем такую связь деформации с напряжением:¹

$$\frac{d\Delta}{dr} = \frac{\sigma_r}{E} - \frac{1}{m} \frac{\sigma_T}{E},$$

где $\frac{1}{m}$ — коэффициент сжатия Пуассона,

E — модуль упругости.

¹ См., например, Тимошенко, Сопротивление материалов, том I, стр. 55. ф-лы (37) и (38).

Аналогично

$$\frac{\Delta}{r} = \frac{\sigma_T}{E} - \frac{1}{m} \frac{\sigma_r}{E}.$$

Решая эти уравнения относительно σ_r и σ_T , найдем их в функции деформации:

$$\sigma_r = -\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{d\Delta}{dr} + \frac{1}{m} \frac{\Delta}{r} \right)$$

и

$$\sigma_T = -\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{\Delta}{r} + \frac{1}{m} \frac{d\Delta}{dr} \right).$$

Вводя эти значения σ_r и σ_T в ур-ние (183'), получим:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dr} \left[br - \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{d\Delta}{dr} + \frac{1}{m} \frac{\Delta}{r} \right) \right] - b \left[\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{\Delta}{r} + \frac{1}{m} \frac{d\Delta}{dr} \right) \right] + \\ + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 b = 0. \end{aligned} \quad (183'')$$

Разделим это ур-ние на $\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}}$ и продифференцируем его:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dr} \left[br \frac{d\Delta}{dr} + br \frac{1}{m} \frac{\Delta}{r} \right] - b \frac{\Delta}{r} + \frac{b}{m} \frac{d\Delta}{dr} + \frac{1}{gE} \omega^2 r^2 b \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0; \\ \frac{d}{dr} \left[(br) \left(\frac{d\Delta}{dr} \right) \right] + \frac{1}{m} \frac{d}{dr} (b\Delta) - \frac{b\Delta}{r} + \frac{b}{m} \frac{d\Delta}{dr} + \frac{1}{gE} \omega^2 r^2 b \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0. \end{aligned}$$

Отсюда после дифференцирования, деления на br и вынесения за скобки находим:

$$\frac{d^2\Delta}{dr^2} + \frac{d\Delta}{dr} \left(\frac{db}{dr} \cdot \frac{1}{b} + \frac{1}{r} \right) + \Delta \left(\frac{1}{m} \cdot \frac{db}{dr} \cdot \frac{1}{br} - \frac{1}{r^2} \right) + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0. \quad (183)$$

Это есть основное исходное уравнение в общей форме для определения величины напряжений. Решение его возможно, когда известна зависимость b от r .

Диски выполняются различной формы, например, с постоянной толщиной b [тогда $b = \text{const}$ и $\frac{db}{dr} = 0$, что дает возможность решить дифференциальное ур-ние (183)] или с толщиной b , убывающей с увеличением радиуса, причем характер получающейся кривой — гипербола (тогда $b = \frac{c}{r^a}$, где c и a — постоянные величины, что также дает возможность решения ур-ния (183)).

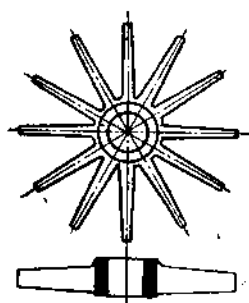
Для двигателей внутреннего сгорания очень часто применяются следующие виды рабочих колес с точки зрения дисков:

1) с радиальными лопатками типа Рато (см. фиг. 129),

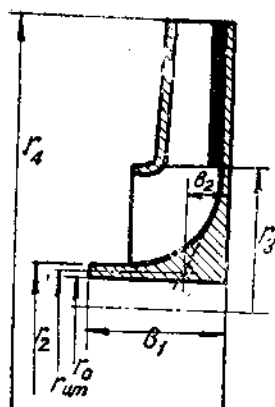
2) с радиальными лопатками с неполным и гиперболическим диском (см. фиг. 130), с различными лопатками (радиальными и нерадиальными) и, 3) с гиперболическим диском.

Рабочие колеса с дисками, склепанными или иным способом скрепленными из нескольких частей, применяются для двигателей внутреннего сгорания сравнительно редко, ввиду того, что рассматриваемые насосы работают при больших скоростях, что влечет за собой высокие напряжения в дисках. Наибольшее применение находят себе рабочие колеса, изготовленные из одного целого куска, например, радиальные по типам, показанным на фиг. 129 и 130. Из прочих типов в более тихоходных конструкциях применяются лопатки с цельным гиперболическим диском и приклепанными или приваренными лопатками и покрывающим диском.

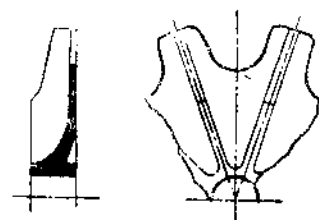
Переходим к схеме расчета гиперболического диска.¹ Из основной зависимости $b = \frac{c}{r^a}$ имеем: $b = cr^{-a}$; и $\frac{d}{dr}(\ln b) = -\frac{a}{r}$.



Фиг. 129.



Фиг. 129а.



Фиг. 130.

С другой стороны, основному уравнению (183) может быть придана еще такая форма:

$$\frac{d^2 \Delta}{dr^2} + \frac{d\Delta}{dr} \left[\frac{d}{dr} (\ln b) + \frac{1}{r} \right] - \Delta \left[\frac{1}{mr} \frac{d}{dr} (\ln b) - \frac{1}{r^2} \right] + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0,$$

вводя сюда² полученные выше значения $\frac{d}{dr} (\ln b)$, найдем:

$$\frac{d^2 \Delta}{dr^2} + \frac{d\Delta}{dr} \left[\left(-\frac{a}{r} + \frac{1}{r} \right) \right] - \Delta \left[\left(\frac{1}{mr} \right) \left(-\frac{a}{r} \right) - \frac{1}{r^2} \right] + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0.$$

Отсюда получаем:

$$\frac{d^2 \Delta}{dr^2} - \left(\frac{1-a}{r} \right) \frac{d\Delta}{dr} - \Delta \left(\frac{\frac{a}{m} + 1}{r^2} \right) + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0. \quad (184')$$

Сделав подстановку $\Delta = \lambda + ar^3$, имеем:

$$\frac{d\Delta}{dr} = \frac{d\lambda}{dr} + 3ar^2 \quad \text{и} \quad \frac{d^2 \Delta}{dr^2} = \frac{d^2 \lambda}{dr^2} + 6ar.$$

¹ Вопросы расчета дисков освещены также в работе;

Киртон, Турбокомпрессоры и турбокомпрессоры; изд. 1933 г., глава VIII.

Остертаг, Компрессоры и воздуходувки, т. II, пункт 96.

Pfleiderer, Die Kreiselpumpen; Eck Kearton, Turbogebälse und Kompressoren и др.

Подставим эти значения в уравнение (184'). Тогда

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + 6ar + \left(\frac{1-a}{r} \right) \frac{d\lambda}{dr} + 3ar^2 \left(\frac{1-a}{r} - \frac{a}{m} \frac{1}{r^2} \right) \lambda - \frac{a}{m} \frac{1}{r^2} \lambda + ar^2 + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0,$$

или

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + \left(\frac{1-a}{r} \right) \frac{d\lambda}{dr} - \left(\frac{a}{m} \frac{1}{r^2} \right) \lambda + 8ar - a^2 r \left(3 + \frac{1}{m} \right) + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0. \quad (184'')$$

Величина a должна быть выбрана так, чтобы

$$8ar - a^2 r \left(3 + \frac{1}{m} \right) = - \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)$$

или

$$a = \frac{- \frac{\gamma}{gE} \omega^2 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)}{8 - \left(3 + \frac{1}{m} \right) a}; \quad (185)$$

тогда

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + \frac{1-a}{r} \frac{d\lambda}{dr} - \frac{a}{m} \frac{1}{r^2} \lambda = 0. \quad (184''')$$

Сделаем еще одну подстановку $\lambda = cr^\psi$, где c и ψ — постоянные величины. Тогда имеем:

$$\frac{d\lambda}{dr} = c\psi r^{\psi-1} \text{ и } \frac{d^2\lambda}{dr^2} = c(\psi^2 - \psi) r^{\psi-2}.$$

Вводя эти значения в уравнение (184'''), получим;

$$c(\psi^2 - \psi) r^{\psi-2} + \frac{1-a}{r} c\psi r^{\psi-1} - \frac{a}{m} \frac{1}{r^2} cr^\psi = 0,$$

откуда следует:

$$c(\psi^2 - \psi) r^{\psi-2} + (1-a) c\psi r^{\psi-2} - \left(\frac{a}{m} - 1 \right) cr^{\psi-2} = 0$$

и, далее, сократив на $cr^{\psi-2}$ и раскрыв скобки, получим окончательно:

$$\psi^2 - a\psi - \left(\frac{a}{m} - 1 \right) = 0.$$

Решая это квадратное уравнение относительно ψ , получаем два корня:

$$\psi_1 = \frac{a}{2} + \sqrt{\frac{a^2}{4} + \frac{a}{m} - 1} \quad (186)$$

и

$$\psi_2 = \frac{a}{2} - \sqrt{\frac{a^2}{4} + \frac{a}{m} + 1}. \quad (186'')$$

Имеем тогда полное решение $\Delta = \lambda + ar^3$, т.е.

$$\Delta = C_1 r^{\psi_1} + C_2 r^{\psi_2} + ar^3.$$

Находим теперь нужные нам для определения напряжений величины:

$$\frac{\Delta}{r} = C_1 r^{\psi_1-1} + C_2 r^{\psi_2-1} + ar^2$$

$$\frac{d\Delta}{dr} = (\psi_1) C_1 r^{\psi_1-1} + (\psi_2) C_2 r^{\psi_2-1} + 3ar^2.$$

Подставив эти величины в уравнение для σ_r и σ_θ , найдем:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[\psi_1 C_1 r^{\psi_1-1} + \psi_2 C_2 r^{\psi_2-1} + 3ar^2 + \frac{1}{m} (C_1 r^{\psi_1-1} + C_2 r^{\psi_2-1} + ar^2) \right] = \\ &= \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[ar^2 \left(3 + \frac{1}{m} \right) + C_1 r^{\psi_1-1} \left(\psi_1 + \frac{1}{m} \right) + C_2 r^{\psi_2-1} \left(\psi_2 + \frac{1}{m} \right) \right] \quad (187) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_\theta &= \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[C_1 r^{\psi_1-1} + C_2 r^{\psi_2-1} + ar^2 + \frac{1}{m} (\psi_1 C_1 r^{\psi_1-1} + \psi_2 C_2 r^{\psi_2-1} + 3ar^2) \right] = \\ &= \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[ar^2 \left(1 + \frac{3}{m} \right) + C_1 r^{\psi_1-1} \left(1 + \frac{\psi_1}{m} \right) + C_2 r^{\psi_2-1} \left(1 + \frac{\psi_2}{m} \right) \right]. \quad (188) \end{aligned}$$

Далее, пользуясь тем, что для $r=0$ имеем $\Delta=0$, а для $r=r_{\text{внх}}$ имеем $\sigma_r=0$ в случае сплошного диска, далее так же как для $r=r_{\text{внх}}$ имеем $\sigma_r=0$, и для $r=r_a$ имеем $\sigma_r=0$ в случае диска с центральным отверстием, — можем найти значения C_1 и C_2 по указанным выше пограничным условиям.

Так как в дисках часто есть и не гиперболическая часть, то нужно остановиться и на формулах для диска с постоянной толщиной. В этом случае $b = \text{const}$ и $\frac{db}{dr} = 0$. Соответственно основное уравнение принимает вид:

$$\frac{d^2\Delta}{dr^2} + \frac{d\Delta}{dr} \cdot \frac{1}{r} - \frac{\Delta}{r^2} + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0.$$

Вводя, аналогично предыдущему, новую величину $\Delta = \lambda + ar^3$, найдем:

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + 6ar + \frac{1}{r} \frac{d\lambda}{dr} + 3ar - \frac{\lambda}{r^2} - ar \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0,$$

или

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\lambda}{dr} - \frac{\lambda}{r^2} + 8ar + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0.$$

Выбираем постоянную a так, чтобы

$$8ar + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) = 0,$$

откуда

$$a = \frac{-\gamma\omega^2 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)}{8gE}. \quad (189)$$

Тогда основное уравнение приобретает вид:

$$\frac{d^2\lambda}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\lambda}{dr} - \frac{\lambda}{r^2} = 0.$$

Вводя еще одну величину $\lambda = cr^4$ аналогично тому, как это было сделано для гиперболического диска, получим:

$$c(\psi^2 - \psi)r^4 + \frac{1}{r} c\psi r^4 - \frac{cr^4}{r^2} = 0,$$

откуда находим:

$$\psi = \pm 1; \text{ и } \lambda_1 = C_1 r \text{ и } \lambda_2 = \frac{C_2}{r};$$

полное решение тогда:

$$\Delta = \lambda + ar^3 = ar^3 + C_1 r + \frac{C_2}{r}.$$

Подставим это в уравнение для σ_r и σ_T . Получаем после дифференцирования и соответственных перестановок:

$$\sigma_r = -\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[ar^2 \left(3 + \frac{1}{m} \right) + C_1 \left(1 + \frac{1}{m} \right) + \frac{C_2}{r^2} \left(1 - \frac{1}{m} \right) \right] \quad (190)$$

и

$$\sigma_T = \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left[ar^2 \left(1 + \frac{3}{m} \right) + C_1 \left(1 + \frac{1}{m} \right) + \frac{C_2}{r^2} \left(1 - \frac{1}{m} \right) \right]. \quad (191)$$

Рабочее колесо отличается от диска тем, что в нем, кроме диска, имеются еще и лопатки. Эти лопатки прикреплены к основному и покрывающему дискам. Примем, что все центробежные силы, возникающие от действия лопаток при вращении колеса, целиком передаются диску. Это требует допущения, что радиальные деформации основного диска и диска, покрывающего лопатки, одинаковы.

Пренебрегая изгибом, вызываемым наличием плеча между центробежными силами лопаток и покрывающего диска и основным диском, заменим действие сил от лопаток фиктивным утяжелением основного диска на части его, к которой прикреплены лопатки. Можно с достаточной точностью считать, что вес лопаток (по отношению к диску) равномерно распределен и на каждый сантиметр радиуса диска в той части его, где расположены лопатки, приходится масса от части одной лопатки m . Если число лопаток — n , то центробежная сила, вызываемая ими на элементе кольца, равна:

$$dR_{\text{цб. лоп}} = nm\omega^2 r dr.$$

Центробежная сила самого элемента кольца диска будет:

$$dR_{\text{цб. диск}} = \frac{2\pi r b dr \gamma}{g} \omega^2 r = 2\pi \frac{\gamma}{g} b r^2 \omega^2 dr,$$

где γ — удельный вес материала диска.

Если в случае учета сил от лопаток назовем фиктивный удельный вес материала диска через γ_1 , то можно составить такое уравнение для определения этой величины.

Центробежная сила фиктивного элементарного кольца:

$$dR'_{цб. диск.} = 2\pi \frac{\gamma_1}{g} br^2 \omega^2 dr.$$

Так как по условию

$$dR'_{цб. диск.} = dR_{цб. диск.} + dR_{цб. лоп.},$$

то

$$2\pi \frac{\gamma_1}{g} br^2 \omega^2 dr = 2\pi \frac{\gamma}{g} br^2 \omega^2 dr + nm \omega^2 r dr.$$

После сокращения на $r \omega^2$ найдем:

$$\begin{aligned} \frac{2\pi}{g} br (\gamma_1 - \gamma) &= nm; \\ \Delta\gamma = \gamma_1 - \gamma &= \frac{nmg}{2\pi br}. \end{aligned} \quad (192)$$

Находя значения $\Delta\gamma$ для двух радиусов, соответствующих началу и концу лопаток, найдем среднюю величину утяжеления диска:

$$\Delta\gamma_m = \frac{\Delta\gamma_{r_{вх}} - \Delta\gamma_{r_{вых}}}{2} = \frac{nmg}{4\pi} \left(\frac{1}{b_{вх} r_{вх}} + \frac{1}{b_{вых} r_{вых}} \right), \quad (193)$$

где $r_{вх}$ — и $b_{вх}$ — радиус и толщина основного диска у начала лопаток;
 $r_{вых}$ — и $b_{вых}$ — радиус и толщина основного диска у конца лопаток (выхода из колеса).

Имея это утяжеление, мы можем высчитать постоянные величины для колеса. С этой целью надо нанести на логарифмическую сетку (где ординаты — $\lg b$, а абсциссы — $\lg r$) соответствующие величины логарифмов b и r и, установив характер их изменения на том или ином участке колеса (заменяя в соответствующих местах кривые близкими к ним прямыми); здесь надо разбить диск на части, причем для каждого из гиперболических участков отношение b и r находится через постоянную по ф-ле $b_n = \frac{c_n}{r^{\psi_n}}$, где ψ_n берется из логарифмической кривой. Далее для каждого участка находим постоянные a и ψ по формулам (185), (186'), (186'') или (189).

После этого задача сводится к определению пограничных условий для нахождения постоянных. Возьмем для примера колесо типа, показанного на фиг. 129а. Для этого колеса первое из условий заключается в том, что напряжения по поверхности, образованной наружным диаметром ступицы диска, и примыкающей к ней поверхности, образованной внутренним диаметром диска (эти поверхности вводятся условно, так как в действительности ступица и диск представляют собой одно целое тело) равны. Напряжения во втулке вызываются:

1) центробежной силой, равной

$$2 \frac{\gamma}{g} \gamma_1' (r_1 - r_0) \omega^2 r_{цм}^2,$$

где r_0 и r_1 — внутренний и наружный радиусы втулки,

$r_{цм}$ — радиус центра тяжести втулки,

b_1 — ширина втулки;

2) напряжением на внутренней поверхности ступицы, вызванным при посадке на вал и равным $2p_0 b_1 r_0$, где p_0 напряжение посадки на 1 см^2 и

3) напряжением на внешней поверхности ступицы, равным $2b_1 r_1 \tau_{r1}$. Тогда средняя величина напряжения будет найдена в виде:

$$\frac{2p_0 b_1 r_0 + 2b_1 r_1 \tau_{r1} + 2 \frac{\gamma}{g} b (r_1 - r_0) \omega^2 r_{um}^2}{2b_1 (r_1 - r_0)},$$

а соответствующая деформация — в виде:

$$\Delta r'_1 = \frac{r_1}{Eb_1 (r_1 - r_0)} (p_0 b_1 r_0 + b_1 r_1 \tau_{r1}) + \frac{\gamma}{gE} \omega^2 r_{um}^2 r_1.$$

С другой стороны,

$$\tau_{r1} = \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left\{ \left(3 + \frac{1}{m} \right) a r^2 + C_1 \left(\psi_1 + \frac{1}{m} \right) r^{\psi_1 - 1} - \frac{C_2}{r^2} \left(\psi_2 - \frac{1}{m} \right) r^{\psi_2 - 1} \right\}.$$

Вводя это τ_{r1} в предшествующую формулу, найдем одно уравнение, дающее зависимость между $\Delta r'_1$, C_1 и C_2 , причем очевидно $\Delta r'_1 = \Delta r_1$.

Второе из условий заключается в том, что у радиуса r_2 , где часть диска без лопаток переходит в диск с лопатками (см. фиг. 129а), напряжения должны быть одинаковы для обеих частей диска, т. е. $\tau_{r2} = \tau_{r3}$:

$$\begin{aligned} & -\frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left\{ \left(3 + \frac{1}{m} \right) a_1 r_2^2 + \left(\psi_1 + \frac{1}{m} \right) C_1 r_2^{\psi_1 - 1} + \left(\psi_2 + \frac{1}{m} \right) C_2 r_2^{\psi_2 - 1} \right\} = \\ & = \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left\{ \left(3 + \frac{1}{m} \right) a_2 r_3^2 + \left(\psi_1 + \frac{1}{m} \right) C_3 r_3^{\psi_1 - 1} + \left(\psi_2 + \frac{1}{m} \right) C_4 r_3^{\psi_2 - 1} \right\} \end{aligned}$$

Это уравнение дает вторую зависимость между

$$C_1, C_2, C_3 \text{ и } C_4.$$

Третье из условий заключается в том, что величины деформаций на том же радиусе r_3 от обеих частей дисков должны быть равны, т. е.

$$\Delta r_2 = \Delta r_3$$

или

$$a_1 r_3^2 + C_1 r_3^{\psi_1} + C_2 r_3^{\psi_2} = a_2 r_3^2 + C_3 r_3^{\psi_1} + \frac{C_4}{r_3},$$

если верхняя часть (выше радиуса r_3) диска имеет $b = \text{const}$, и

$$a_1 r_3^2 + C_1 r_3^{\psi_1} + C_2 r_3^{\psi_2} = a_2 r_3^2 + C_3 r_3^{\psi_1} + C_4 r_3^{\psi_2},$$

если верхняя часть гиперболическая.

Это уравнение дает третью зависимость между

$$C_1, C_2, C_3 \text{ и } C_4.$$

Четвертое условие дается тем, что на наружной поверхности диска (радиус r_4) напряжение $\tau_{r4} = 0$. Это дает:

$$a_2 r_4^2 \left(3 + \frac{1}{m} \right) + C_3 \left(1 + \frac{1}{m} \right) - \frac{C_4}{r_4^2} \left(1 - \frac{1}{m} \right) = 0,$$

т. е. четвертую связь между C_3 и C_4 .

Решение этих четырех уравнений дает величины σ_1 , σ_2 , σ_3 и σ_4 , после чего возможно подсчитать напряжения σ_m и σ_r по соответственным формулам для каждого участка в зависимости от радиуса.

Величина напряжений в покрывающем диске подсчитывается по аналогичным формулам и способам. При этом нужно отметить, что сделанное выше допущение о равенстве деформаций в основном и покрывающем дисках неточно, а именно в последнем она обычно больше, чем в первом, и истинные напряжения, возникающие в дисках, большей частью лежат между подсчитываемым в отдельности для основного и покрывающего дисков.

Вообще, расчет дисков рассматриваемого типа весьма затруднителен, что отчасти и является причиной неприменения их для больших скоростей. Приведенная схема расчета должна соответствующим образом быть приспособлена для различных форм колес.

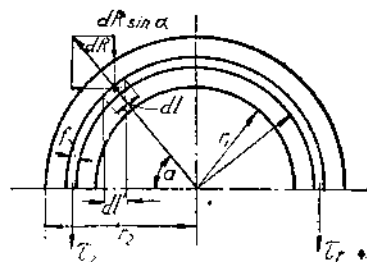
Остертаг в своем курсе „Турбокомпрессоры и турбовоздуходувки“ (§ 96) дает значительно более простой, но менее точный способ определения напряжений в дисках.

Рассмотрим показанное на фиг. 131 полукольцо, вырезанное из тела диска и имеющее сечение $f = b \cdot dr$. К его конечным сечениям должны быть приложены растягивающие силы, — вертикальные слагающие центробежной силы, дающие напряжение σ_T

$$dR = \frac{\gamma}{g} f d l r \omega^2.$$

Для равновесия необходимо, чтобы

$$2\sigma_T = \int_0^n dR \sin \alpha = \frac{\gamma \omega^2}{g} f r \int_0^n \sin \alpha dl.$$



Фиг. 131.

Так как $dl \sin \alpha$ есть проекция дуги dl на ось абсцисс, равная dl' , то

$$\int_0^n dl \sin \alpha = 2r \text{ и } 2\sigma_T = \frac{\gamma \omega^2}{g} f r 2r,$$

откуда

$$\sigma_T = \frac{\gamma \omega^2}{g} f r^2, \quad (194)$$

а, распространяя это уравнение на все сечения диска, имеем:

$$\sigma_{cp} = \frac{\Sigma \sigma_T \cdot f}{\Sigma f}.$$

Выделяя отдельные части сечения диска с радиальным размером Δr , найдем, что $\Sigma f = b_n \Delta r$, где b_n — толщина так называемого „чистого“ сечения, оказывающего сопротивление, и

$$\Sigma \sigma_T f = \frac{\gamma \omega^2}{g} \Sigma b_b r^2 \Delta r,$$

где b_b — приведенная толщина диска с учетом всех создающих центробежную силу частей диска на данном участке.

Тогда среднее тангенциальное напряжение

$$\sigma_m = \frac{\gamma \omega^2 \Sigma b_b r^2 \Delta r}{g \Sigma b_n \Delta r}. \quad (195)$$

Как видим, этот способ значительно проще, однако, повторяем, он дает лишь приближенные значения напряжений.

Переходим к схеме расчета колес другого типа — с радиальными лопатками.

Расчет их производится по тому же методу, который был изложен выше, но в результате получаются значительно более простые зависимости.

Пусть F — сечение лопатки на радиусе r и $F + dF$ — то же на радиусе $r + dr$. Элемент лопатки развивает центробежную силу:

$$R_{цб} = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r F dr.$$

Усилиями, действующими в элементе лопатки, являются:

радиальные напряжения на внешней поверхности $\sigma_r F$.

радиальные напряжения на внутренней поверхности элемента лопатки, выполненной как тело равного сопротивления, т. е. с уменьшающимся к наружному концу сечением, $\sigma_r (F + dF)$ и

найденная выше центробежная сила $R_{цб}$.

Эти три усилия должны быть в равновесии, т. е.

$$\sigma_r F + \sigma_r (F + dF) + R_{цб} = 0,$$

или, подставив значение $R_{цб}$ и раскрыв скобки,

$$\sigma_r dF + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r F dr = 0.$$

Отсюда, интегрируя, находим:

$$\int \frac{dF}{F} = - \frac{1}{\sigma_r} \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int r dr;$$

$$\lg F + C = - \frac{1}{\sigma_r} \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{r^2}{2}.$$

Производя логарифмирование, найдем, что

$$F = C_1 \frac{\gamma \omega^2 r^2}{2g \sigma_r},$$

где C — постоянная величина.

Если F_1 — сечение на радиусе r_1 , а F_2 — сечение на радиусе r_2 , то

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{-\frac{\gamma}{g} \frac{\omega^2}{\sigma_r} (r_1^2 - r_2^2)} = e^{\frac{\gamma}{g} \frac{\omega^2}{\sigma_r} (r_2^2 - r_1^2)}$$

и, наконец,

$$2,3 \lg \frac{F_1}{F_2} = \frac{\gamma}{2g} \frac{\omega^2}{\sigma_r} (r_2^2 - r_1^2). \quad (196)$$

Это уравнение является основным для расчета напряжений в радиальных лопатках. При этом допущено, что напряжения во всех сечениях одинаковы и лопатка является телом равного сопротивления. Однако, если в конечном сечении лопатки (на наружном радиусе) величина сечения будет иметь конечное значение, то σ_r должно равняться нулю. С другой стороны, если свести конец лопатки к 0, то получается неопределенное значение напряжения. Это указывает на неточность формулы. Однако практика показала, что, если исключить из рассмотрения верхушку лопатки, то для прочих сечений получаются вполне удовлетворительные значения напряжений.

Наконец, остается еще определить напряжение в ступице диска. Определим среднее тангенциальное напряжение в ступице от центробежных сил, создаваемых ее массой. Воспользуемся для этой цели формулой (195) для условий постоянной толщины, т. е.

$$b_n = b_h = \text{const.}$$

Тогда получим формулу:

$$\sigma'_{\text{см. м}} = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_{r_0}^{r_1} \frac{dr \cdot r^2}{dr} = \frac{\gamma \omega^2}{3g} \cdot \frac{r_1^3 - r_0^3}{r_1 - r_0} = \frac{\gamma \omega^2}{g} (r_1^2 + r_1 r_0 + r_0^2), \quad (197)$$

где r_0 — внутренний, а

r_1 — наружный диаметр ступицы.

И, наконец напряжения от центробежных сил лопаток будут равны сумме вертикальных составляющих центробежной силы для каждого элемента, деленной на площадь подвергаемой разрыву втулки, т. е.

$$\sigma''_{\text{см. м}} = \frac{R_1 \sin \alpha_1 + R_2 \sin \alpha_2 + \dots}{2b(r_1 - r_0)},$$

но, так как $R_1 = R_2 = \sigma_r F$, можно написать:

$$\sigma''_{\text{см. м}} = \frac{\sigma_r F}{rb(r_1 - r_0)} (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots) \quad (198)$$

и суммарное напряжение во втулке будет равно:

$$\sigma_{\text{см. м}} = \sigma'_{\text{см. м}} + \sigma''_{\text{см. м}} = \frac{\gamma \omega^2}{3g} (r_1^2 + r_1 r_0 + r_0^2) + \frac{\sigma_r F (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots)}{2b(r_1 - r_0)}.$$

Как уже указывалось, получаемые напряжения являются не точными, а лишь приближенными. Однако, несмотря на это и на сложность методов и приближенность их, расчет дисков все же производить необходимо, так как они являются одним из основных элементов насоса.

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

Распределительными органами в воздушных насосах являются органы, осуществляющие впуск, выпуск, перепуск и т. п. рабочего вещества. Такие органы имеются в поршневых насосах, а в отдельных случаях и в ротативных. В центробежных насосах такие органы не применяются (там применяются регулировочные заслонки, шторы и т. п., но эти органы не являются распределительными и будут рассмотрены при разборе регулирующих устройств).

В подавляющем числе случаев для поршневых воздушных насосов применяются автоматические клапаны, работающие под влиянием разности давлений до и за ними и без каких-либо принудительно приводящих их в движение тяг, толкателей и пр. Золотниковые устройства применяются реже. Причины этого заключаются в том, что поршневой компрессор развивает при автоматических клапанах то давление, какое имеется в нагнетательном патрубке, расходуя при этом вводимую в него энергию наиболее экономно. При применении же принудительно действующих органов распределения, открывающих или закрывающих вход или выход воздуха в точно определенный момент и, следовательно, при примерно постоянном давлении, в случае падения давления в ресивере имела бы место излишняя, бесцельная затрата энергии. Но вместе с тем такие органы, с точно определенным моментом открытия, уменьшают влияние вредного пространства, так как при них можно конструктивно свести величину последнего до минимума. Из числа таких органов применяются главным образом золотники. При этом с целью использования преимуществ обоих типов распределения применяют еще комбинированные клапано-золотниковые системы распределения. Однако эти устройства сложнее автоматических клапанов.

В ротативных насосах, если есть нужда в установке клапанов, последние обычно применяются автоматические, причем они носят характер обратных клапанов на нагнетательном патрубке и ставятся чаще всего при малом числе лопаток, во избежание обратного тока нагнетаемого воздуха или для создания возможности сжатия воздуха не до максимального давления, а до противодавления в ресивере.

Наконец, для насоса типа Рут применяются иногда клапаны специального типа, с принудительным приводом. Это имеет целью улучшить коэффициент полезного действия насоса типа Рут, но значительно усложняет машину.

Рассмотрим наиболее распространенные типы органов распределения,

I. АВТОМАТИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ

Автоматические клапаны бывают двух типов: шарнирные и подъемные. В первых деталь, закрывающая проход газу, укреплена на шарнире или на гибкой связи и, отклоняясь от своего нормального положения, открывает отверстие, через которое проходит воздух. Отклонение происходит под влиянием избыточного давления с одной из сторон клапана. Эти клапаны применялись в двухтактных нефтянках, где служили для впуска воздуха в кривошипную камеру, являющуюся продувочным насосом для двигателя (в этом случае они иногда делались из кожи). Кроме того такие

клапаны ставятся в крупных воздуходушных машинах, где позволяют добиться необходимых здесь очень больших проходных сечений.

Подъемные клапаны имеют деталь, не прикрепленную к месту посадки и отходящую от нее под действием избыточного давления (см. фиг. 132), открывая имеющиеся в седле (месте, где лежит клапан) проходные отверстия. Когда клапан лежит на седле, то эти отверстия закрыты. В настоящее время наибольшее распространение имеют распределительные органы именно этого типа.

Основные требования, предъявляемые к клапанам, следующие.

1. Клапаны должны быть плотными, т. е. не пропускать воздух в закрытом состоянии. Пропуск воздуха, очевидно, влечет за собой количественную потерю и излишнюю затрату мощности на сжатие. Плотность достигается тщательной пригонкой плоскостей прилегания путем их шлифовки или притирки.

Для облегчения и удешевления пригонки на седле делаются специальные кольцевые выступы А шириной в 1—2 мм, как это показано на фиг. 132. Кроме того клапан делается диаметром примерно на 1—2 мм больше, чем кольцо, на которое он ложится, что обеспечивает надежность с точки зрения плотности клапана, хотя и увеличивает усилие необходимое для открытия его (площадь клапана изнутри равна $\frac{\pi d_1^2}{4}$, а снаружи

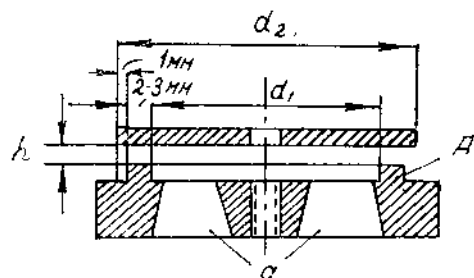
$\frac{\pi d_2^2}{4}$ и, следовательно, давление, потребное для открытия клапана, пренебрегая инерцией его и давлением пружины, обычно имеющейся сверху,

должно быть в $\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$ раза больше, чем давление за клапаном.

2. Клапаны должны иметь достаточное сечение для прохода через них воздуха без больших потерь давления. Потери давления при проходе через клапан — гидравлического характера и зависят от скорости протекания воздуха (возрастают пропорционально квадрату скорости). Таким образом увеличение сечения клапана ведет к уменьшению скорости прохода через него и уменьшению потерь. Из тех же соображений увеличивают число клапанов, ставя несколько, нагнетательных или всасывающих, вместо одного. Среднюю скорость в клапанах берут в пределах до 20—35 м/сек, а для особо напряженных клапанов (например, дизельных) — до 100 м/сек. Каналам, проводящим воздух через седло, во избежание потерь при внезапных изменениях скорости придаются плавные, постепенно сужающиеся или расширяющиеся формы.

Ридлер рекомендует средние скорости: для всасывающих клапанов c_m до 20—30 м/сек, а для нагнетательных — c_n до 25—35 м/сек.

Допущение меньшей скорости во всасывающих клапанах делается из тех соображений, что потеря давления при всасывании воздуха равноценна потере в объемном коэффициенте полезного действия и коэффициенте подачи. В дизельных насосах, как уже указывалось, ввиду очень ограниченного места для клапанов приходится применять большие скорости всасывания и нагнетания. Проф. Кернер указывает такие средние величины (в м/сек), для дизельных компрессоров.



Фиг. 132.

Род клапана	Давление м/сек
Всасывающий, ступени низкого давления	70—100
Нагнетательный, низкого давления	50—75
Всасывающий, среднего давления	50—75
То же высокого давления	30—50

3. Клапаны должны легко открываться и закрываться. Это требование обусловлено тем, что на преодоление инерции клапана требуется известный избыток давления (например, хвостик, у начала линии нагнетания в индикаторной диаграмме поршневого насоса) и, следовательно, в цилиндре нужно создать более высокое давление, чем в сети. Чем легче открывается клапан, тем меньше потребный избыток этого давления и меньше затрата мощности на сжатие. В силу этого требования клапаны выполняются по возможности легкими, а пружины, прижимающие клапаны к седлу (их задача заключается собственно не в этом, а в восприятии удара при подъеме клапана) — по возможности слабыми и т. д.

Аналогичное положение имеет место и при открывании всасывающего клапана, так как, чем большая разность давлений требуется для открытия его, тем больше вакуум при всасывании воздуха и тем меньше засасываемое количество его по весу.

4. Клапаны должны закрываться быстро, ибо при медленном закрытии например, всасывающего клапана часть сжимаемого воздуха может уйти обратно во всасывающий патрубок, а это аналогично дополнительной затрате мощности и уменьшению объемного коэффициента полезного действия. Быстрое закрытие достигается малой величиной подъема, легкостью клапана и частично действием пружин. Вместе с уменьшением подъема клапана уменьшается удар его о седло, вызывающий износ последнего, и неприятный стук. Уменьшению стука способствует также наличие пружин. Бесшумность является в известной мере показателем хорошего качества работы клапана.

5. Воздух при проходе через клапаны не должен нагреваться, ибо нагрев его равноценен уменьшению объемного коэффициента полезного действия. Для уменьшения нагрева рекомендуется охлаждать полости, где помещаются клапаны.

6. Само собой разумеется, что клапаны должны отвечать требованиям прочности и иметь форму, допускающую легкий демонтаж, разборку, смену и ремонт их. Кроме того клапаны должны иметь такие очертания, чтобы дать формы цилиндра с минимальным вредным пространством.

Автоматические клапаны в значительной мере удовлетворяют этим требованиям, что и является причиной их широкого распространения наряду с основной причиной этого — автоматичностью их действий. Автоматические клапаны легки, в них могут быть достигнуты достаточно большие сечения и достаточная плотность.

Основным их дефектом является необходимость частой притирки и чувствительность с точки зрения возможности создания неплотностей, — склонность к короблению, неплотность при малейшем загрязнении и пр. Кроме того эти клапаны довольно легко разбиваются и поэтому требуют применения специальных сортов сталей.

Расчет подобного клапана весьма сложен. В настоящее время существует несколько теорий относительно характера движения клапана во время открытия и закрытия его и соответственно несколько способов расчета клапанов. В основу одной из теорий положено предположение о постепенном подъеме клапана, т. е., что сечение всасывающего клапана в каждый момент пропорционально скорости поршня.¹ Это положение дает формулу для максимальной скорости:

$$C_{\text{эф. макс. впе.}} = 2,9 \sqrt{\varphi T_1} \sqrt{\ln z}, \quad (199)$$

где φ — коэффициент, учитывающий затрату работы на прохождение через клапан как часть всей работы;

T_1 — температура воздуха;

z — отношение давлений.

¹ Более подробно по этому вопросу см.: Гириберг, Поршневые компрессоры, стр. 89 и далее.

Этой формуле достаточно точно следуют клапаны, нагруженные пружинами так, чтобы уравнивать избыток давления, необходимый для проталкивания воздуха через клапан и создания скорости.

Здесь неизвестна величина φ . Она может быть получена или очень сложным аналитическим путем, или экспериментально. Более же менее точных данных однако по этому вопросу нет. Таково же положение и с другими попытками теоретического расчета работы клапана.

В силу изложенного, несмотря на обилие предлагаемых для расчета клапанов формул, в практике удержался способ расчета клапанов для поршневых насосов по средней скорости c_m , величины которой были указаны выше. Расчет ведется по формуле:

$$f_{\text{клап}} = F_{\text{порш}} \frac{c_m}{c_{\text{порш}}}, \quad (200)$$

где $f_{\text{клап}}$ — рабочее сечение клапана;

$F_{\text{порш}}$ — площадь поршня,

c_m — средняя скорость в клапане,

$c_{\text{порш}}$ — средняя скорость поршня.

Величины допускаемых c_m были указаны ранее.

Для не очень напряженных клапанов существует следующая эмпирическая зависимость:

для всасывающего клапана:

$$f_{\text{клап}} = \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{6} \right) F_{\text{порш}};$$

для нагнетательного клапана:

$$f_{\text{клап}} = \left(\frac{1}{7} + \frac{1}{10} \right) F_{\text{порш}}.$$

Если посмотрим на сечение, через которое воздух протекает, то увидим, что для типа клапана, показанного на фиг. 132, проходными сечениями являются; во-первых, щели a , и, во-вторых, цилиндрическая поверхность, образованная между поднятым клапаном и кольцом (для данного круглого клапана $\pi d h$). Это проходное сечение, вообще говоря, можно определить как

$$f_{\text{клап}} = h \cdot k, \quad (201)$$

где h — подъем клапана,

k — периметр указанной выше цилиндрической поверхности. Ход клапанов делается обычно порядка 2—4 мм.

Из этого следует, что при данном h , чем больше периметр, тем больше и сечение $f_{\text{клап}}$. Следовательно, выгоднее делать клапаны прямоугольными, чем круглыми. Однако изготовление прямоугольных клапанов представляется весьма затруднительным и поэтому они применяются редко.

Для ступеней высокого давления клапаны выполняются не из таких тонких листов, как было указано выше, ибо при высоком давлении нагнетаемого или всасываемого воздуха относительная величина избытка давления, потребного для преодоления инерции клапана по сравнению с давлением воздуха мала.

В этих случаях применяют обычные тарельчатые клапаны с коническим седлом. Угол конуса — обычно от 30 до 45°. Опорная поверхность проверяется на удельное давление, причем последнее не должно быть выше 200 кг/см². Расчет клапанов с коническим седлом в отношении определения потребной проходной площади производится так же, как и для пластинчатых клапанов.

Пружина, нагружающая клапан, не должна замедлять открывание его и одновременно не должна допускать его „порхания“. С другой стороны,

пружина не должна допускать удара при открытии клапана, но способствовать быстрому его закрыванию.

Как видим, к пружине клапана предъявляется ряд противоречивых требований и в силу этого расчет ее очень затруднителен, и они обычно подбираются экспериментальным путем. Во всяком случае в настоящее время исчерпывающего исследования по вопросу о величине потребного усилия и пр. свойствах пружины нет. В порядке первого приближения можно вести расчет пружины для всасывающего клапана таким образом. Скорость клапана в предположении пропорциональности его движения движению поршня будет:

$$\omega = \frac{dh}{dt} = h_{\max} \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot h_{\max} \cos \alpha,$$

где h — подъем клапана, равный в первом приближении $h = h_{\max} \sin \alpha$. Тогда ускорение клапана

$$b = \frac{d\omega}{dt} = -h_{\max} \sin \alpha \cdot \omega^2.$$

Давление от этого ускорения, которое должна воспринять пружина, по абсолютной величине равно:

$$B = \frac{G_{\text{кл.ап}}}{g} h_{\max} \sin \alpha \cdot \omega^2. \quad (202)$$

Избыток давления, необходимый для создания скорости в клапане, может быть с достаточной точностью определен по формуле:

$$B_0 = f_0 \cdot \frac{c_{\text{эф}}^2}{2g} \gamma 10^{-4}, \quad (203)$$

где f_0 — рабочее сечение клапана,

$c_{\text{эф}}$ — скорость в этом сечении.

Максимальное ускорение клапана по абсолютной величине равно:

$$b_{\max} = h_{\max} \omega^2.$$

Клапан должен быть предварительно нагружен пружиной в такой мере, чтобы он поднялся после того, как создается избыток давления, обеспечивающий протекание воздуха через клапан, т. е. скорость $c_{\text{эф}}$. В силу этого полная нагрузка клапана пружиной должна состояться из сумм B и B_0 , так как работа его как уже было указано, предполагается протекающей так, что он движется постепенно (пропорционально движению поршня) и при этом пружина уравновешивает избыточное давление на клапан. Тогда расчетная сила пружины будет:

$$B_{\max} = f_0 \frac{c_{\text{эф}}^2}{2g} \gamma 10^{-4} + \frac{G_{\text{кл.ап}}}{g} h_{\max} \omega^2. \quad (204)$$

Усилие, развиваемое пружиной нагнетательного клапана, играет для насоса меньшую роль. Его величина может быть примерно определена по той же формуле, что и для всасывающего клапана, с тем однако, что, если нагнетание начинается во второй половине хода, в формулу (104).

вместо члена $B = \frac{G_{\text{кл.ап}}}{g} h_{\max} \omega^2$, вводят член B по формуле

$$B = \frac{G_{\text{кл.ап}}}{g} h_{\max} \sin \alpha \cdot \omega^2,$$

где α — угол, соответствующий углу поворота кривошипа, при котором происходит открытие клапана. Проф. Синевский рекомендует вести расчет пружины по следующей формуле:

$$P_{\max} = P_{\min} \frac{f_1 + h}{f_1}, \quad (205)$$

где

$$f_i = \frac{8d^3 P_{\max} \cdot i}{\delta^4 g}$$

В этих формулах:

- $P_{\max}$ — максимальная сила пружины;
 $P_{\min}$ — минимальная сила пружины;
 f_i — начальное сжатие пружины (при закрытом клапане);
 $f_{\max}$ — максимальное сжатие пружины (при открытом клапане);
 h — ход клапана;
 d — средний диаметр пружины;
 i — число рабочих витков;
 δ — толщина проволоки, из которой изготовлена пружина;
 G — примерно 800 000 кг/с².
 $P_{\min}$ — рекомендуется брать в следующих пределах.

	Всасывающий клапан	Нагнетательный клапан
Низкое давление	0,04—0,08	0,03—0,035
Высокое давление	0,2—0,3	0,3—0,4

При этом предположено, что скорость поршня — около 2 м/сек, а скорость всасываемого воздуха — до 100 м/сек.

Начальная длина пружины:

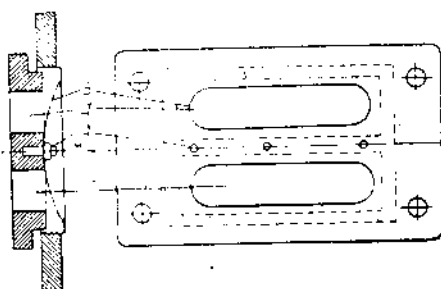
$$l = i \cdot \delta \cdot (1 + 0,3) + h + f_i. \quad (206)$$

Рассмотрим вкратце основные типичные конструкции клапанов.

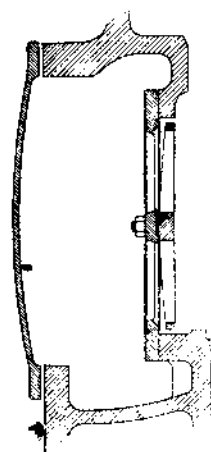
Наиболее примитивный автоматический клапан показан на фиг. 133. Он представляет собой кожаную пластинку *A*, покрытую с двух сторон железными пластинками *B* и *B*, причем пластинка *B* входит во внутрь



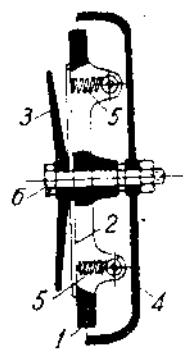
Фиг. 133.



Фиг. 134.



Фиг. 135.



Фиг. 136.

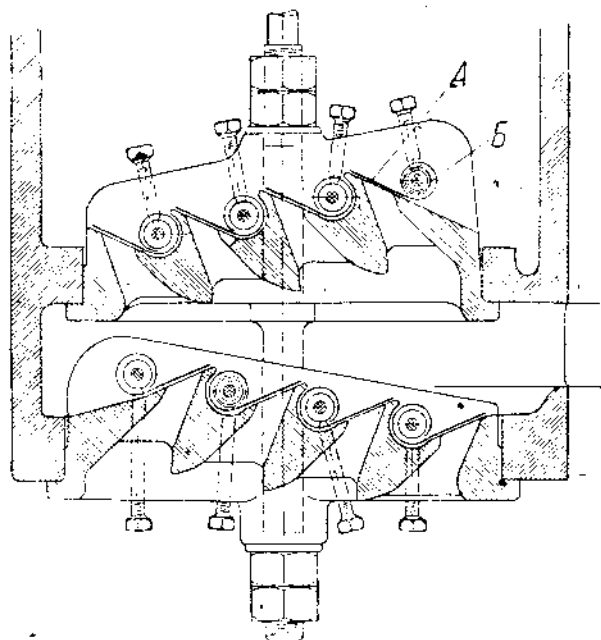
сечения клапана, так что на седло ложится кожа *A*. Под влиянием разности давлений этот клапан отжимается от седла и открывает проход воздуха. Такой клапан тяжел и требует для своего открытия большой разности давлений. Этот тип совершенно вышел из употребления.

На фиг. 134 показан клапан, который также работает как шарнир. В нем имеется кожаная пластинка *B*, прижатая в середине металлической пластинкой *A* к седлу. Под влиянием разности давлений кожа прижимается к седлу или отходит от него, открывая или закрывая проходы. Однако кожа быстро теряет эластичность, и клапан становится неплотным. Подобные клапаны применялись до последнего времени, например, в кривошипно-камерном насосе нефтянки „Красный Прогресс“.

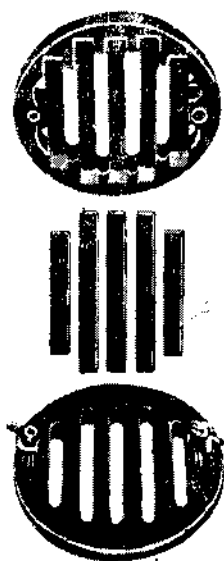
На фиг. 135 показан аналогичный клапан дизеля RK 30, а на фиг. 136, такого же типа, клапан более современной нефтянки — с тонкой

металлической пластинкой, вместо кожи (2 — на фиг. 136), и с пружинками 5, притягивающими эти пластинки к седлу.

На фиг. 137 показан еще один тип клапана, работающего по такому же принципу — так называемый клапан Гутермута, — в котором вместо

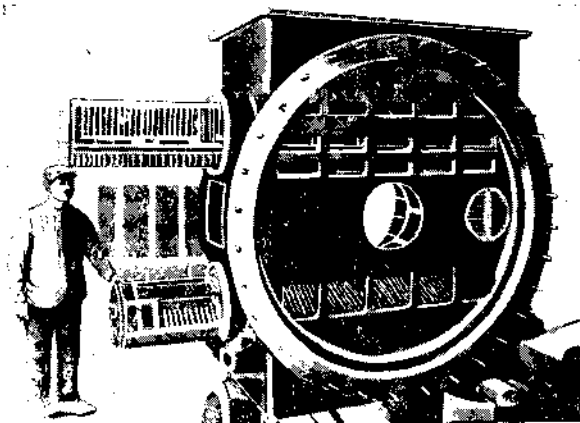


Фиг. 137.

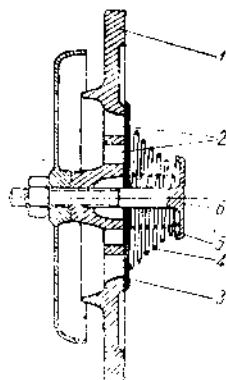


Фиг. 138.

отдельной пружинки, применяется пружинная пластинка, сама прижимающаяся к седлу. Этот клапан сложен по конструкции, работает с шумом и быстро изнашивается. Размах клапана здесь довольно большой, вследствие чего закрывание и открывание происходит довольно длительно. От



Фиг. 139.

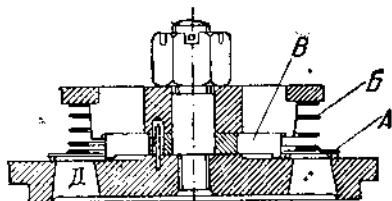


Фиг. 140.

этого типа клапанов сейчас почти совершенно отказались. Из клапанов этой группы сохранились лишь подобные показанным на фиг. 138 — в виде небольшого клапана — и на фиг. 139 — в виде клапана для большой газозащитной. Как видно из фигуры, клапан состоит из ряда тонких пластинок, положенных свободно на седле и закрепленных по краям тарелкой клапана. При избытке давления с одной стороны эти пластинки изгибаются и образуют проход для воздуха. Однако эти клапаны создают

довольно большое сопротивление проходу воздуха и применяются сравнительно редко.

Как видим, эта группа клапанов не отвечает всем требованиям, изложенным в начале этой главы, а именно пунктам 3 и 4. В связи с этим перешли к применению другого типа автоматических клапанов, предложенных Гербигером и Реглером и получивших повсеместное распространение, так как они почти полностью отвечают предъявляемым к автоматическим клапанам требованиям.



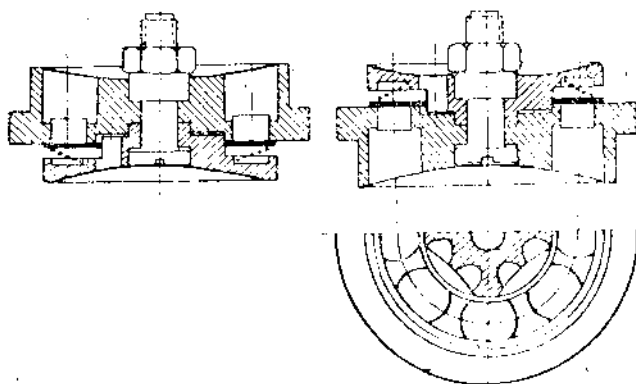
Фиг. 141.



Фиг. 142.

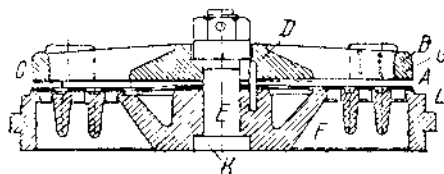
На фиг. 140 показан такой простейший клапан. Он состоит из тонкой пластинки клапана 3, свободно лежащей на седле 1 и закрывающей при этом проход через отверстия 2. При наличии избытка давления слева от пластинки последняя, преодолевая сопротивление пружины 4, прижимающей пластинку к седлу, отходит от седла, открывая таким образом проход для воздуха. Клапан, изображенный на фиг. 140, является всасывающим для кривошипно-камерного продувочного насоса нефтянки.

Такого же типа клапан простейшей конструкции показан на фиг. 141. Такие клапаны применяются в очень большом количестве в воздушных насосах. Клапан состоит из следующих основных деталей: тарелки клапана А, седла клапана Д, упорной тарелки В и пружины Б.



Фиг. 143.

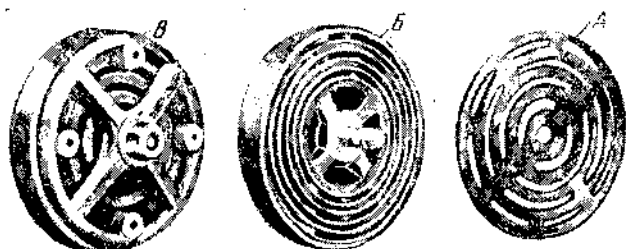
Иногда, вместо витых пружин, в таких клапанах применяются кольцевые листовые пружины, подобные показанной справа на фиг. 142. Эти пружины обладают тем преимуществом, что позволяют уменьшить размеры конструкции и кроме того не вращают тарелку клапана. Типичный образец клапанов для ступеней низкого давления дизельных компрессоров показан на фиг. 143.



Фиг. 144.

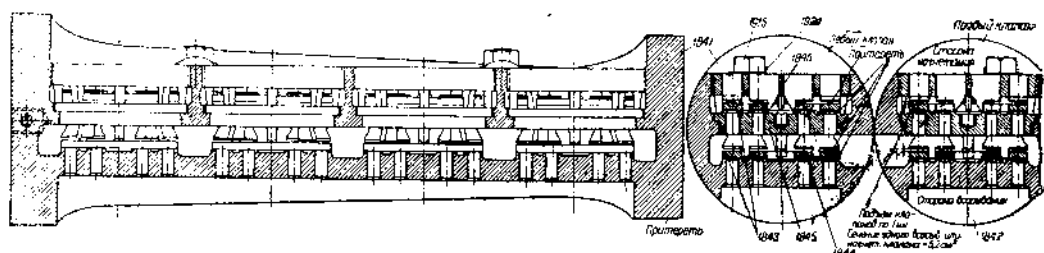
В этих клапанах проходное сечение невелико. Поэтому в более крупных насосах применяются клапаны с тарелочкой, имеющей ряд шелей, так что воздух проходит не только по кольцевому сечению, образуемому вдоль периферии клапана, но и внутри. Такой клапан показан на фиг. 144. Здесь имеется три ряда отверстий для прохода воздуха в седле. В случае насоса с очень большой производительностью применяются клапаны с еще большим числом проходных шелей. Тот же клапан в разобранном виде показан на фиг. 145.

Другой способ создания больших проходных сечений, а также осуществления компактной установки клапанов заключается в монтаже их сбоку цилиндра насоса, подобно тому, как показано на фиг. 146. На конусообразной вставке поставлены сверху нагнетательные, а снизу всасывающие клапаны, по три штуки каждого типа. К клапанам подходит воздух



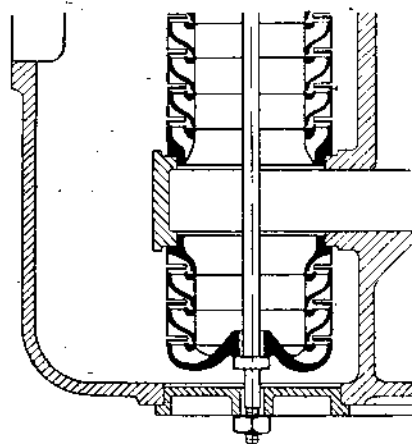
Фиг. 145.

через продольный канал между ними. Другой тип установки с большим проходным сечением показан на фиг. 147. Здесь ряд седел поставлен одно на

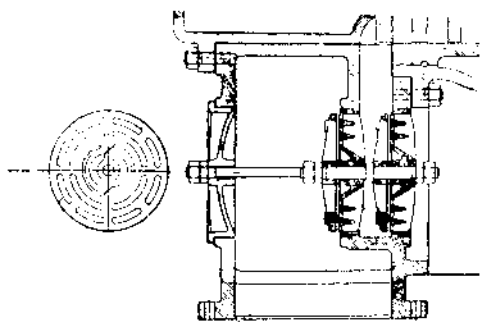


Фиг. 146.

другое так, что при сравнительно небольших габаритных размерах создается большое проходное сечение. Этот клапан принадлежит продувоч-



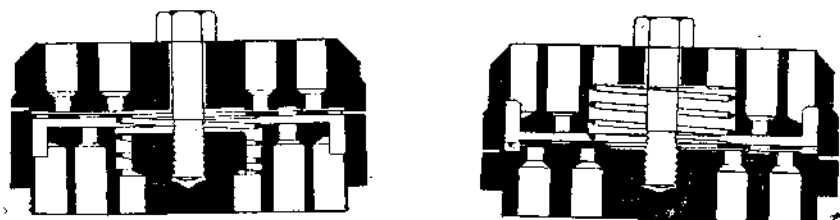
Фиг. 147.



Фиг. 148.

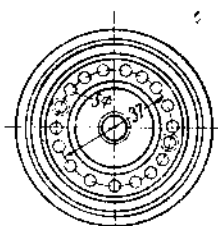
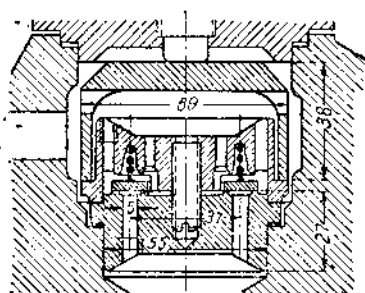
ному насосу двухтактного дизеля. Наконец, для крупных газозаводов, где требуются очень большие проходные сечения, применяется способ расстановки клапанов по всей окружности в особой полости в крышках цилиндров, как это показано на фиг. 148. Здесь в каждой крышке помещается до 20 всасывающих и до 20 нагнетательных клапанов.

Для ступеней среднего и высокого давления воздушных поршневых насосов применяются клапаны, несколько более массивные и с лучшим направлением клапана, так как плотность прилегания, ввиду возможных утечек воздуха высокого давления, здесь играет особо важную роль. На фиг. 149 показаны клапаны, применяемые в компрессорах английского завода Вейр для ступеней среднего давления. Здесь направление осуществляется наружным бортом тарелки.

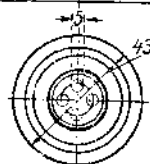
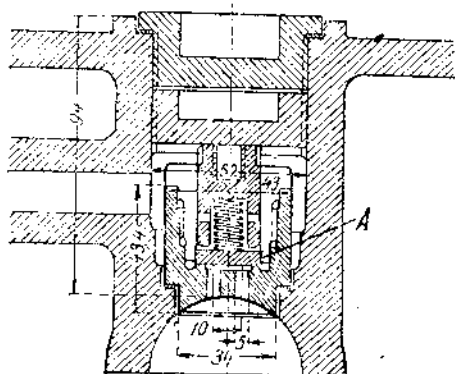


Фиг. 149.

Применяемые для клапанов высокого давления пластинки могут быть более толстыми и, следовательно, лучше сопротивляться короблению и деформациям. На фиг. 150 показан подобный клапан с достаточно толстой (около 3 мм) пластинкой и с внутренним направлением. Аналогичная в этом смысле конструкция показана и на фиг. 151. Еще резче выявляется стремление дать клапану высокого давления хорошее направление в клапане, показанном на фиг. 152. Здесь и нижний всасывающий клапан



Фиг. 150.



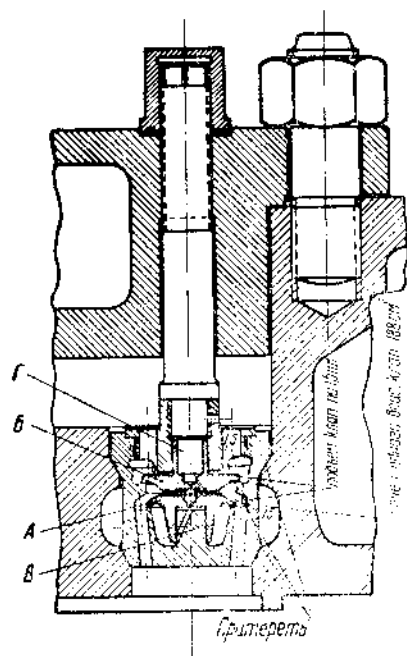
Фиг. 151.

А, и верхний нагнетательный В имеют достаточную толщину и, главное, специальные направляющие отростки В и Г. Эта конструкция является характерным образом осуществления компактной установки клапанов путем помещения их в одном общем корпусе. Те же цели создания лучшего направления преследуются и в конструкциях клапанов, показанных на фиг. 153, 154 и 155; фиг. 153 примечательна еще наличием уловителя А, препятствующего выпаданию клапана во внутрь цилиндра.

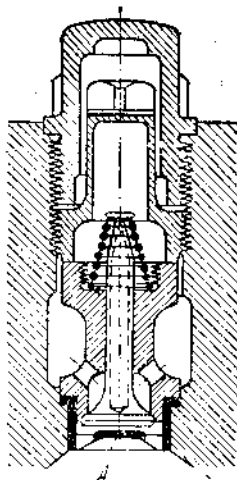
Очень сильное направление стержням клапанов дает завод Ман в своих клапанах высокого давления, показанных на фиг. 156, хотя в более новых конструкциях он перешел к внутренним направляющим и тарелкам

см. фиг. 157). Обе конструкции принадлежат насосам, сжимающим воздух для распыла горючего в дизелях этого завода.

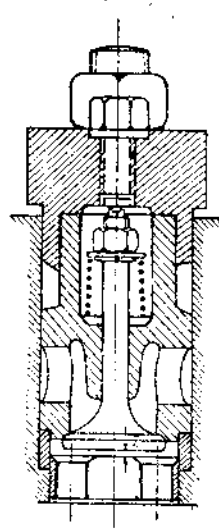
Способ установки и укрепления клапанов в корпусе насосов достаточно ясно виден из приведенных фигур.



Фиг. 152.

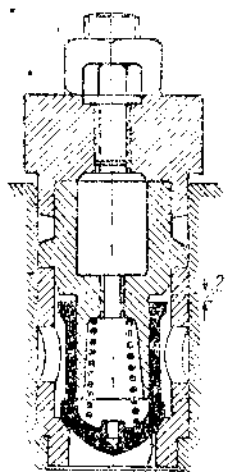


Фиг. 153.

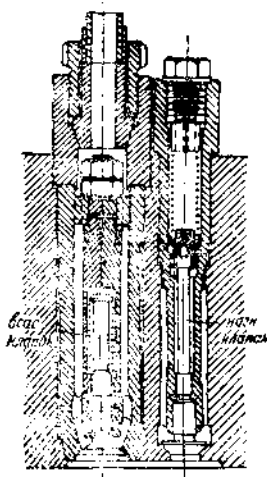


Фиг. 154.

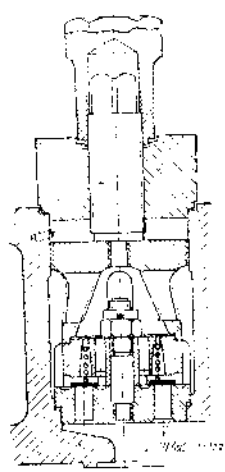
Нужно еще отметить применяемую в двигателях дизеля с компрессорным распылом конструкцию всасывающих клапанов низкого давления, позволяющую регулировать количество засасываемого воздуха вручную,



Фиг. 155.



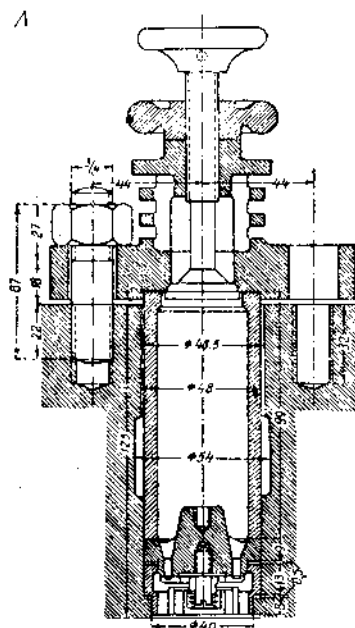
Фиг. 156.



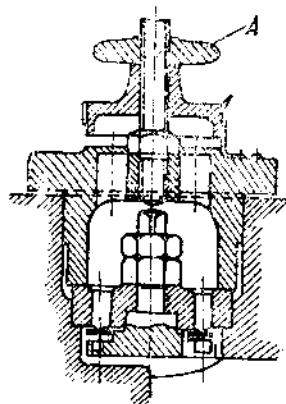
Фиг. 157.

путем уменьшения проходного сечения, через которое воздух всасывается. Такие конструкции показаны на фиг. 158 и 159. Здесь маховичок А служит для опускания или поднятия клапана (на фиг. 158) или тарелочки (фиг. 159) и уменьшения таким путем входного сечения. В остальном эти клапаны того же типа, который был описан выше.

Регулирование количества всасываемого воздуха здесь достигается так называемым дросселированием (подробнее об этом см. главу о регулировании воздушных насосов).

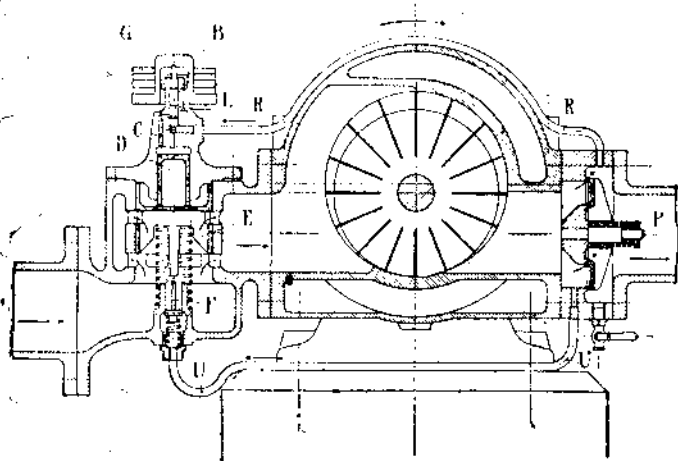


Фиг. 158.

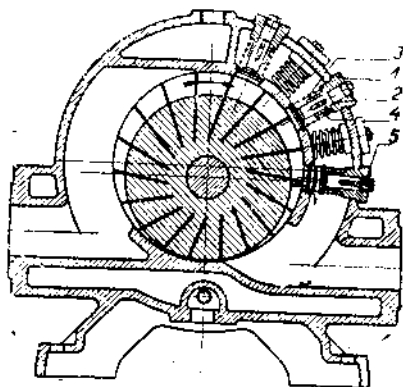


Фиг. 159.

В ротативных насосах клапаны применяются некоторыми фирмами при схеме Целлера в качестве обратных, предохраняющих насос от проникновения в него из нагнетательного патрубка сжатого воздуха. Установка подобного клапана показана на насосе, изображенном на фиг. 160 (справа, обозначен буквой Р). Иногда на нагнетательной стороне насоса ставится



Фиг. 160.



Фиг. 161.

несколько клапанов (примерно против каждой нагнетающей камеры, как показано на фиг. 161), что по данным фирмы (Клейн, Шанцлин и Беккер) улучшает коэффициент подачи насоса и уменьшает расход энергии.

Наряду с этим нужно отметить, что ряд фирм (Демаг и др.) совсем обходятся без подобных клапанов. Обратные клапаны ставятся и в насосах типа Пауэрплюс при малом (одна — две) числе лопаток.

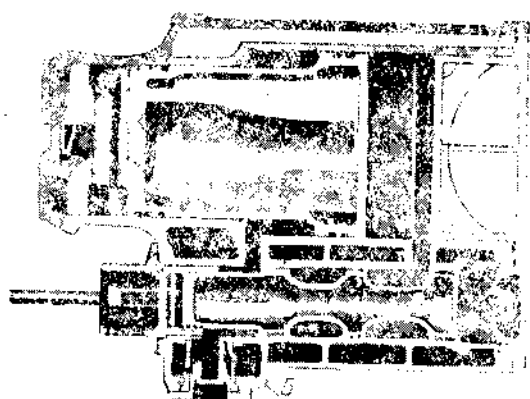
II. ЗОЛОТНИКОВЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Золотниковые распределения в силу указанных выше причин (неавтоматичность их действия) применяются значительно реже автоматических клапанов. В последнее время они почти совсем вышли из употребления, а если и применяются, то преимущественно в комбинации с клапанами. В связи с таким ограниченным применением этого типа распределения

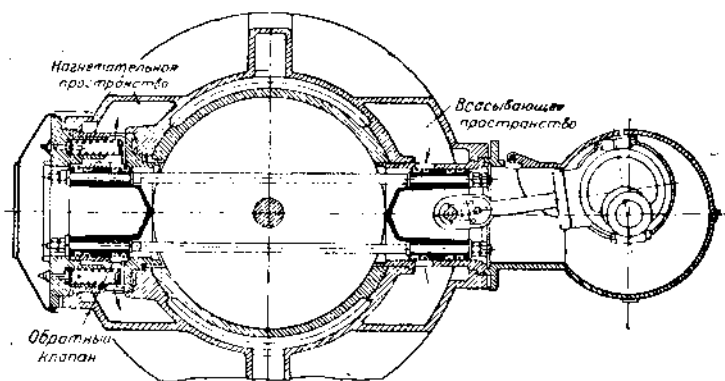
мы остановимся лишь на нескольких наиболее распространенных конструкциях. Расчет сечения золотников может быть произведен таким же способом, как и клапанов. Расчет моментов распределения производится так же, как и в прочих золотниковых распределениях.¹

Достоинством золотников является сравнительно малое вредное пространство, получаемое при их применении. Недостаток же их, помимо неавтоматичности саморегулирования в отношении установления давления, заключается еще в том, что привода к ним довольно сильно услож-

няют машину. В случае изменения режима работы насоса с золотниковым распределением получается по сравнению с противодавлением в ресивере увеличенное или уменьшенное давление сжатия, на что, понятно, уходит излишняя энергия.



Фиг. 162.



Фиг. 163.

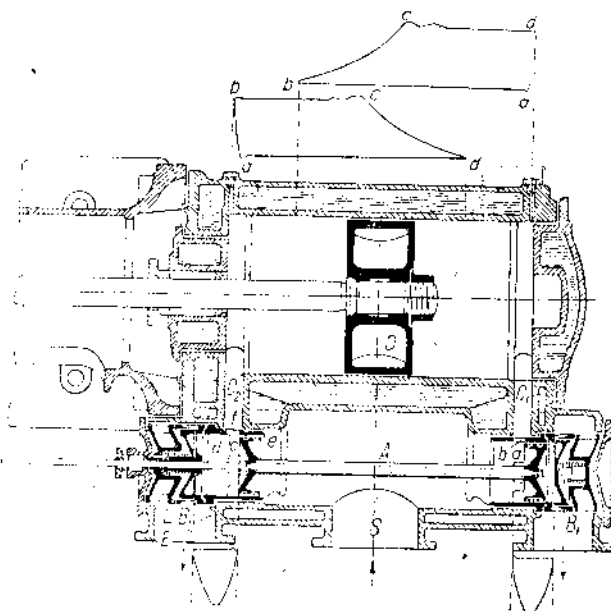
На фиг. 162 показан простейший золотниковый механизм с круглым уравновешенным золотником, который ходит в цилиндре с осью, параллельной оси основного цилиндра. Действие золотника понятно из фигуры без пояснений.

На фиг. 163 показан другой тип золотникового распределения (так называемое распределение Икена), применяемого иногда в крупных газозоудовых машинах. Здесь привод золотника осуществляется от распределительного вала двигателя (его продолжения) посредством эксцентрика с тягой. Сами золотники расположены с двух противоположных сторон

¹ См. курсы деталей машин и паровых машин, а также специальную литературу, например: *Остертаг*, Компрессоры и воздухоудки, том I, стр. 132 (изд. 1929 г.), где даны золотниковые диаграммы.

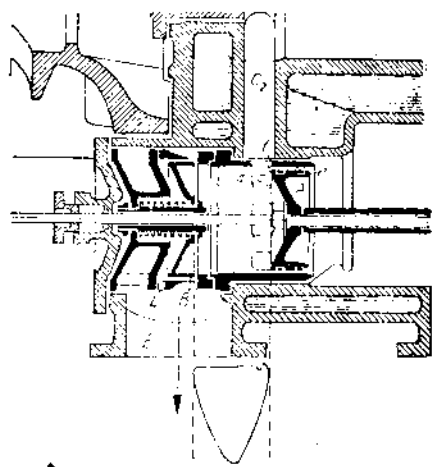
цилиндра и соединены длинными тягами. При своем перемещении они через отверстия в стенках своей направляющей соединяют пространство цилиндра то со всасывающим, то с нагнетательным пространством.

На фиг. 164 показано золотниковое распределительное устройство в комбинации с клапанным (так называемое распределение Кестера) применяемое в основном известным заводом FMA (бывш. Покорный и Витекинд).



Фиг. 164.

Показанное устройство предназначено для одноцилиндрового горизонтального воздушного насоса. Здесь *a* и *e* — золотники, управляющие всасыванием воздуха из камеры всасывания *A* путем перекрытия каналов *C*₁ и *C*₂. При показанном на чертеже среднем положении поршня оба канала открыты. При движении золотника влево (поршень при этом движется вправо) закрывается канал *C*₂, прекращая всасывание в левую часть цилиндра. При дальнейшем движении правый золотник открывает (незадолго до момента, когда примерно достигается давление нагнетания) канал *C*₁, но таким образом, что находится слева от него, отделяя его от полости *A*. Однако с открытием канала *C*₁ нагнетание еще не начинается, так как автоматический клапан *B*, соединяющий полость с нагнетательным патрубком, закрыт. Он открывается лишь после того, как в цилиндре достигается давление, большее, чем в нагнетательном патрубке. В мертвой точке золотник закрывает канал *C*₁, и нагнетание прекращается, после чего золотник, продвигаясь вправо, соединяет канал *C*₁ с полостью *A*, и процесс начинается снова. То же происходит и с другой стороны цилиндра.

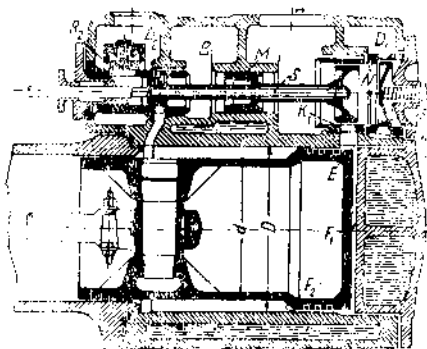


Фиг. 165.

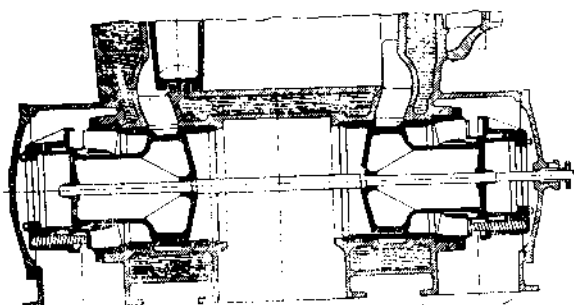
Таким образом в этом распределении сохраняются преимущества автоматического клапана в части установки момента начала нагнетания и имеют место преимущества точной фиксации (золотником) момента начала всасывания. Однако это распределение сложно и в двигателях внутреннего

сгорания почти никогда не применяется. На фиг. 165 отдельно показан клапан и золотник.

На фиг. 166 показано такое же распределение для двухступенчатого насоса с дифференциальным поршнем. Здесь камера А разделена золотником М на две части, из которых правая является всасывающей камерой низкого давления, а левая—высокого давления. В остальном насос таков же, как и описанный выше.



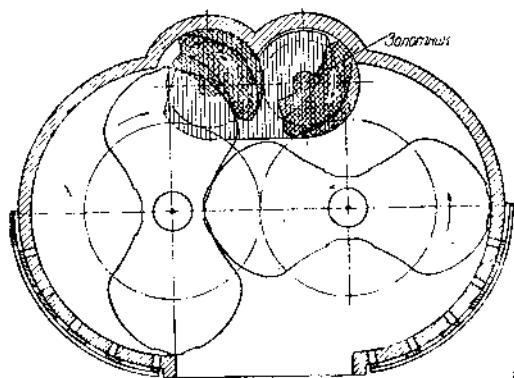
Фиг. 166.



Фиг. 167.

На фиг. 167 показано такое распределение, применяемое для насосов с большой производительностью. Оно отличается от описанных выше лишь формой золотника и клапана, дающих большие проходные сечения.

Другие типы распределения—плоские золотники, тарельчатые клапаны с принудительным открыванием и закрыванием, распределение с выравниванием давления и пр.—применяется весьма редко, почему и не считаем нужным остановиться на них.



Фиг. 168.

Отметим лишь еще один тип распределения, показанный на фиг. 168 и применяемый для насосов типа Рут с целью улучшения их коэффициента полезного действия в смысле расхода энергии.

Здесь принудительно вращаемая деталь А все время примыкает к ротору, отделяя его от пространства нагнетания до момента, когда должна начаться подача воздуха.

Таким образом здесь сжатие переносится в самую полость цилиндра насоса и этим избегается излишняя затрата мощности (см. главу о насосе типа Рут). Однако профилировка этого клапана весьма сложна, а работа его ненадежна, в связи с чем применение этой конструкции дальше испытания на авиационном нагнетателе не пошло. Помимо сложности профилировки и изготовления, насос с такими клапанами усложняется еще и необходимостью установки передачи к этим клапанам, т. е. шестеренчатой передачей или т. п.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

Продуктом работы воздушного насоса является сжатый воздух определенного давления и в определенном количестве. Если мы представим себе воздушный насос работающим на какой-либо резервуар и подающим в него определенное постоянное количество воздуха, то увидим, что давление в резервуаре будет зависеть от расхода воздуха (за исключением случая работы через газгольдер). Если расход воздуха будет больше подачи, то, какое бы давление не развивал насос, давление в резервуаре будет падать и, наоборот, если расход будет меньше подачи, давление будет возрастать. Таким образом регулирование работы воздушного насоса должно вестись по давлению, которое будет в нагнетательном резервуаре и которое является функцией расхода и подачи воздуха в него. Если давление, достигнув определенной величины, будет поддерживаться постоянным, то это будет свидетельствовать о равенстве подачи и расхода. Если же давление будет расти, то это говорит о необходимости уменьшить подачу, или, иначе говоря, производительность насоса. В противоположном случае производительность насоса должна быть увеличена.

I. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИНЦИПОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Рассмотрим, какими путями может быть достигнуто уменьшение или увеличение производительности воздушного насоса. С этой целью анализируем формулы, дающие нам величину производительности насосов различных типов, а именно: ф-лы (85), (107'), (125'), (143^{IV}) и (168').

Во всех этих формулах мы не можем с целью регулирования производительности изменить величины, зависящие от размерности данной машины, т. е. ход, диаметр, число лопаток и т. п., поэтому будем рассматривать те способы изменения производительности, какие возможны в эксплуатационных условиях без изменения конструкции насосов.

1. Объемные насосы

Прежде всего отметим, что формулам (85), (107'), (125') и (143^{IV}) может быть придана универсальная форма, а именно:

$$V_{\text{лик}} = i V_h n \cdot \eta_{\text{под}}, \quad (207)$$

где V_h есть объем, описываемый ротором, или лопатками, или поршнем насоса за 1 об.

Для поршневого насоса	$V_h = FS$
Для насоса типа Пауэрплюс	$V_h = zBr^3_0 \frac{\pi}{4}$
Для насоса типа Целлер	$V_h = 2eB(\pi D_0 - sz)$
Для насоса типа Рут	$V_h = 4F_e B$

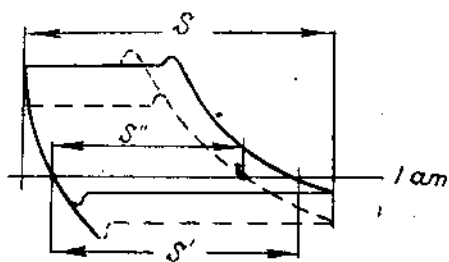
Эта часть формулы для производительности зависит от размеров насоса и, так как мы последние изменить не можем (не можем влиять во время работы насоса ни на диаметр, ни на длину, ни на число лопаток, или угол между ними и т. п.), то эта величина остается для каждого данного насоса неизменной. Точно так же лишь в редких случаях и притом только для поршневых насосов с несколькими всасывающими сторонами — может быть изменена величина i (для насосов Пауэрплюс, Целлер и Рут обычно $i = 1$). Эта регулировка, ввиду ее влияния на равномерность работы машины

не целесообразна и на практике редко применяется. Таким образом, как это видно из ф-лы (207), мы во время работы машины имеем возможность влиять на число оборотов n и коэффициент $\eta_{\text{пол}}$, характеризующий потери. На последние мы можем воздействовать, не изменяя размеров и конструкции машины. Коэффициент $\eta_{\text{пол}}$, как известно, охватывает такие потери:

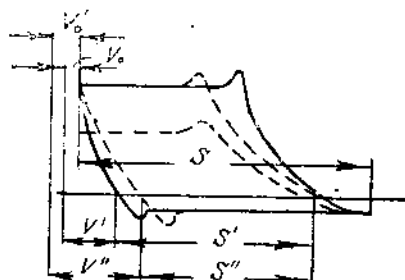
1) от утечек внутри насоса, 2) от разрежения при всасывании и 3) связанные с вредным пространством. Влиять на потери внутри насоса мы в процессе эксплуатации почти не имеем возможности. Остаются в сфере нашего влияния потери от разрежения при всасывании и в некоторых случаях (где это позволяют соображения конструктивного характера) потери, зависящие от величины вредного пространства.

В связи с изложенным могут быть намечены четыре способа регулирования производительности воздушных насосов объемного типа с автоматическими клапанами:

- 1) изменением числа оборотов,
- 2) дросселированием (т.е. изменением давления всасывания),
- 3) изменением величины вредного пространства,
- 4) перепуском воздуха из цилиндра насоса или нагнетательного патрубка.



Фиг. 169.



Фиг. 170.

Так как с изменением числа оборотов, как это ясно видно из ф-лы (207), во столько же раз изменится число объемов V_h , составляющих подачу, то изменение числа оборотов вызывает почти точно пропорциональное ему изменение производительности.¹

В последних трех случаях регулирования мы изменяем объемный коэффициент полезного действия насоса. Это происходит следующим образом.

На фиг. 169 сплошными линиями изображена индикаторная диаграмма для нормальной работы насоса. Если будем дросселировать воздух при всасывании его (т.е. уменьшать тем или иным способом впускное сечение), то давление всасывания понизится, линия всасывания пойдет ниже (см. вычерченную пунктиром диаграмму на фиг. 169) и вся диаграмма как бы снизится. Объемный коэффициент полезного действия для нормальной диаграммы будет: $\eta_{\text{об}} = \frac{S'}{S}$. Для новой диаграммы будем иметь: $\eta'_{\text{об}} = \frac{S''}{S}$, причем, поскольку $S'' < S'$, то и $\eta'_{\text{об}} < \eta_{\text{об}}$, т.е. насос будет засасывать меньше воздуха за один ход и его производительность уменьшится.

За ряд последующих ходов давление в резервуаре упадет. Тогда действие регулятора прекратится, и с увеличением производительности насоса давление начнет возрастать.

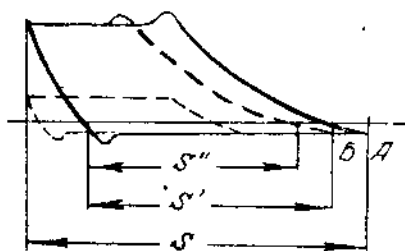
Если будем увеличивать вредное пространство насоса (см. фиг. 170), то вследствие увеличения объема цилиндра конечное давление сжатия будет достигнуто позже, чем при нормальном размере вредного простран-

¹ Неточность имеет место как следствие влияния изменения $\eta_{\text{об}}$ с изменением числа оборотов.

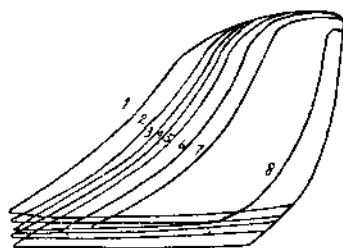
ства (см. пунктирную линию на фиг. 170), в котором останется больше сжатого воздуха, поскольку оно теперь больше. Сжатый воздух во время расширения, естественно, займет в цилиндре больший объем V'' , чем занимал раньше расширяющийся остаток воздуха (объем $V' < V''$). В соответствии с этим мы и здесь будем иметь меньшее количество засосанного извне воздуха, т. е. уменьшенный объемный коэффициент полезного действия.

Процесс будет также протекать с постепенным понижением давления.

Наконец, если во время хода сжатия будем выпускать обратно из цилиндра часть поступившего туда во время хода всасывания воздуха, то получим картину, изображенную на фиг. 171, где опять таки сплошной линией показана нормальная диаграмма, а пунктиром — диаграмма с перепуском. Как видим, сжатие теперь начинается лишь в точке B , вместо A , так как на участке между A и B всасывающий клапан (или иной орган распределения) принудительно удерживается открытым; таким образом часть воздуха уходит наружу, вследствие чего, естественно, не будет иметь место увеличение давления. Постепенно однако давление начнет расти более быстро, чем утечка, в результате чего будет иметь место сжатие при все уменьшающемся конечном давлении, как и в предшествующих способах регулирования. Это показано на действительной диаграмме снятой с насоса (см. фиг. 172).



Фиг. 171.



Фиг. 172.

Естественно, что при этом оказавшийся в цилиндре в момент начала сжатия объем будет меньше, чем этот же объем в начале сжатия, при неработающей регулировке. Следовательно, и здесь объемный коэффициент полезного действия.

$$\eta'_{об} = \frac{S''}{S} < \eta_{об} = \frac{S'}{S},$$

так как $S'' < S'$.

Возможен еще способ регулирования производительности путем выпуска части сжатого воздуха наружу из нагнетательного патрубка. Однако этот способ, очевидно, крайне неэкономичен (за исключением насоса типа Рут, где в самом цилиндре давление не поднимается) и поэтому почти не применяется.

Таким образом принципиально для объемных насосов можно различать три метода регулирования производительности: изменением числа оборотов, изменением объемного коэффициента полезного действия и выпуском воздуха из нагнетательного трубопровода.

С точки зрения целесообразности того и другого способа регулирования нужно отметить, что способ с изменением числа оборотов имеет серьезный недостаток, заключающийся в том, что если насос (как это в большинстве случаев при насосах для двигателей внутреннего сгорания и бывает) приводится в движение от самого двигателя и при этом нужно изменить его производительность, то приходится менять число оборотов самого двигателя, что, понятно, представляет неудобство.

В связи с этим способ регулирования производительности путем изменения числа оборотов почти не применяется, и большинство насосов

регулируется изменением объемного коэффициента полезного действия. Последний, как уже было указано, можно изменять тремя способами: изменением давления всасывания (дресселированием), изменением величины вредного пространства и выпуском. Совершенно ясно, что при этих методах регулирования насос должен быть рассчитан так, что лишь при полной производительности регулировка выключена и эта производительность является максимальной, которую может развить насос при данном числе оборотов.

Первый из перечисленных способов применим в насосах любого из указанных выше типов и в действительности является одним из наиболее широко применяемых способов регулирования.

Второй способ практически возможен только в поршневых насосах, так как в ротативных изменение величины вредного пространства было бы связано с значительным усложнением и конструктивными трудностями, но и в поршневых насосах этот способ применяется сравнительно редко, преимущественно в насосах с очень большой производительностью, например в газовоздуходувках.

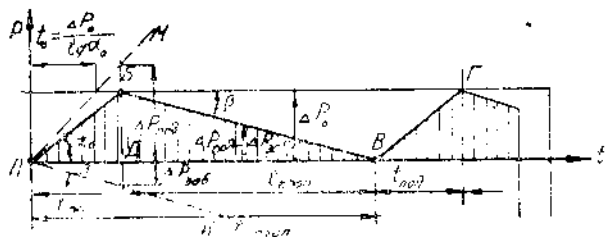
Что касается третьего способа, то он, как и первый, теоретически применим ко всем насосам, однако мало экономичен. Для насосов типа Пауэрплюс и Целлер он с конструктивной точки зрения несколько труднее осуществим, нежели для поршневого и Рутовского насосов (щели в стенках цилиндра).

В поршневых насосах этот тип регулирования очень широко распространен, в насосах же типа Пауэрплюс и Целлер он на практике не внедрился (хотя, например при применении этих насосов для наддува авиационных моторов, такой способ регулирования давал бы значительные преимущества). В насосах типа Рут такой способ регулирования конструктивно осуществим сравнительно просто, так как перепуск воздуха можно производить во время хода нагнетания через щели в стенках цилиндра, однако чаще здесь применяется перепуск воздуха прямо из нагнетательного патрубка.

Как ясно из предыдущего, регулирование воздушных насосов производится на основе учета давления в нагнетательном ресивере, и при изменении такового вводится в действие ручное или автоматическое регулировочное устройство одного из перечисленных выше типов. Автоматический процесс регулирования при постоянном числе оборотов происходит так, что по достижении определенного предельного давления в резервуаре, производительность насоса уменьшается. Это вызывает падение давления и по достижении некоторого нижнего предела его, регулирующее устройство, уменьшающее производительность, выключается из действия. Тогда, если только за это время не изменился режим работы потребляющего воздух агрегата, начинается повышение давления, и, после достижения предела его, вновь включается в действие регулятор. Таким образом регулирование происходит толчкообразно. Это является недостатком способов регулирования при постоянном числе оборотов, ибо включение в действие регулирующего механизма лишь после достижения определенной степени нарушения режима, понятно, не даст того экономического эффекта, какой дало бы постепенное регулирование, например путем изменения числа оборотов. Однако неудобства, связанные с изменением числа оборотов, заставляют применять менее экономичные способы регулирования.

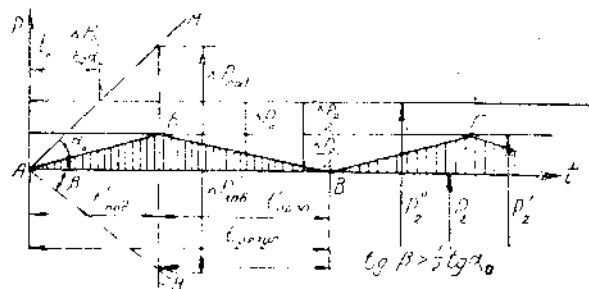
Регулирование изменением числа оборотов находит применение в судовых поршневых воздушных насосах, где обычно для привода применяются электромоторы постоянного тока, в которых изменение числа оборотов не столь сложно. Кроме того оно применяется также, например, в наддувочных насосах (нагнетателях) авиамоторов, где, ввиду требуемой довольно резкой разницы в величине производительности и давления в зависимости от высоты полета применяются насосы с несколькими скоростями (т. е. числами оборотов, изменяющимися скачкообразно в пределах 1-1,5 кратного при посредстве механизма типа коробки скоростей).

Все изложенное относится к насосам с автоматическими клапанами. В случае же регулирования насосов с принудительным распределением (например, золотниками) с изменением одного момента распределения, связано обычно изменение других моментов, т.е. при запаздывании конца всасывания обычно запаздывает и начало нагнетания, что может повести к изменению давления нагнетателя и излишней затрате мощности на это. Как уже указывалось, золотниковые распределения для насосов двигателей внутреннего сгорания в настоящее время применяются редко, почему мы на регулировании этого типа распределений (осуществляемых, впрочем, по тем же методам, что и для насосов с автоматическими клапанами) останавливаться не будем.



Фиг. 173.

Следует подробнее коснуться некоторых вопросов регулирования выпускного воздуха обратно во всасывающий трубопровод, поскольку этот способ очень распространен.



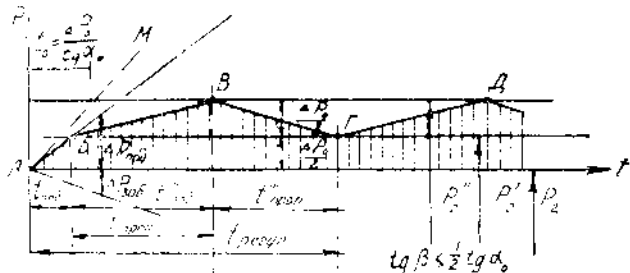
Фиг. 174.

Этот способ регулирования может выполняться таким образом, что перепуск во всасывающий трубопровод осуществляется с постепенно возрастающим количеством перепускаемого воздуха. Так, в поршневом насосе двойного действия можно сначала включить регулирование с одной стороны его, а затем — с другой.

той (о чем упоминалось, когда рассматривалась в начале главы величина β): в результате получается несколько степеней регулирования. Характер такого регулирования показан на фиг. 174 и 175. Здесь на оси ординат отложено давление в резервуаре, причем p_0 — минимальное давление, при котором действие регулирующего механизма прекращается, а p''_2 — максимальное, при котором этот механизм включается и начинает уменьшать производительность насоса. На фиг. 173 показано регулирование, производимое без деления на ступени. В точке A давление упало до p_2 и регулирующий механизм выключился, производительность насоса достигает тогда нормальной величины и давление в резервуаре повышается до p''_2 . Это происходит за время $t_{\text{под}}$ (время отложено по оси абсцисс). В точке B давление достигло высшего предела, регулирующий механизм включился и давление начинает падать. Это продолжается в течение времени $t_{\text{прон}}$ до достижения давления p_2 в точке C. Время, за которое произошел один цикл регулирования:

$$t_{\text{регул}} = t_{\text{под}} + t_{\text{прон}}.$$

После этого (от точки B) начинается новый цикл регулирования.



Фиг. 175.

от давления p_2 до p'_2 и затем от p'_2 до p''_2 (например, выключение одной, а затем и второй стороны насоса двойного действия). На фиг. 174 показано регулирование в пределах давлений от p_2 до p'_2 , а на фиг. 175 от p'_2 до p''_2 на участке $t'_{под}$.

Полный цикл регулирования здесь состоит из трех этапов: $t'_{под}$ — полная подача, $t''_{под}$ — подача только одной стороны и $t_{проп}$ — полный пропуск.

Если рассмотрим фиг. 173, то увидим на ней, кроме жирной линии $ABBG$, характеризующей давление в резервуаре, еще линии AM и AN , характеризующие подачу и забор из резервуара.

Линия $ABBG$ есть результат вычитания в каждой точке ординат кривых AM и AN . Так, $BD = \Delta P_{под} - \Delta P_{заб}$, где

$\Delta P_{под}$ — ордината кривой AM в точке D ,

$\Delta P_{заб}$ — то же кривой AN .

Эти две наклонные линии характеризуются углом α_0 и β .

Абсцисса любой точки в период падения давления будет:

$$p_{под} = \Delta P_{под} - \Delta P_{заб} = t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 - t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Аналогично будем иметь: $\Delta p_{заб} = t \operatorname{tg} \alpha_0 - t \operatorname{tg} \beta$. Таким образом, $\Delta p_{заб}^{под} = t \operatorname{tg} \alpha_0 - t \operatorname{tg} \beta$. Так как число оборотов здесь постоянное, то $\operatorname{tg} \alpha_0$ — величина постоянная. В случае уменьшения расхода имеем: $\operatorname{tg} \beta < \operatorname{tg} \alpha_0$, а в случае увеличения его — $\operatorname{tg} \beta > \operatorname{tg} \alpha_0$. Время, в течение которого происходит то или иное изменение режима, может быть найдено следующим образом.

Если общее изменение давления равно $\Delta p_{возр}$, то время, потребное на это, составляет:

$$t_{над} = \frac{\Delta p_{возр}}{\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \beta}. \quad (208)$$

Аналогично время работы при выключенной подаче:

$$t_{проп} = \frac{-\Delta p_{паден}}{-\operatorname{tg} \beta}. \quad (209)$$

Так как в данном случае (см. фиг. 173) $\Delta p_{паден} = \Delta p_{возр} = \Delta p_0$, то общее время, в течение которого происходит один цикл регулирования:

$$t_{регул} = \frac{\Delta p_{возр}}{\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \beta} + \frac{\Delta p_{паден}}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\Delta p_0}{\operatorname{tg} \alpha_0} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_0} \right)}. \quad (210)$$

Величина $\frac{\Delta p_0}{\operatorname{tg} \alpha_0}$ может быть обозначена через t_0 , так как она, очевидно, характеризует время, потребное для поднятия давления в резервуаре на Δp_0 при отсутствии забора, т. е. $\operatorname{tg} \beta = 0$. Величина $\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_0}$ характеризует нагрузку насоса.

Перейдем теперь к случаям регулирования по двум ступеням, показанным на фиг. 174 и 175. В том случае, если давление будет изменяться так, что $\operatorname{tg} \beta > \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha_0$, т. е. давление будет в пределах от p_2 до p'_2 (см. фиг. 174) и, следовательно, только на одной стороне насоса будет работать регулирование, мы, исходя из ф-л (208) и (209), получим (см. фиг. 174) $t'_{под}$, при котором подают обе стороны насоса,

$$t'_{под} = \frac{\Delta p_{возр}}{\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \beta} = \frac{\frac{1}{2} \Delta p_0}{\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} \beta} = \frac{\Delta p_0}{\operatorname{tg} \alpha_0} \frac{1}{2 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_0} \right)}, \quad (208')$$

соответственно $t'_{\text{проп}}$, при котором будет подаваться одна сторона и одна сторона будет выключена,

$$t'_{\text{проп}} = \frac{-\Delta p_{\text{паден}}}{\lg \alpha_0 - \lg \beta} = \frac{-\frac{1}{2} \Delta p_0}{\frac{1}{2} \lg \alpha_0 - \lg \beta} = \frac{\Delta p_0}{\lg \alpha_0} \frac{1}{2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} - 1} \quad (209')$$

Если теперь мы будем иметь $\lg \beta < \frac{1}{2} \lg \alpha_0$, т. е. $\frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} < \frac{1}{2}$, и, следовательно, нагрузка насоса сильно уменьшится, — в действие вступит и регулирование второй стороны насоса. Тогда будем иметь:

$$t''_{\text{под}} = t''_{\text{проп}} = \frac{\Delta p_{\text{возр}}}{\lg \alpha_0 - \lg \beta} = \frac{\frac{1}{2} \Delta p_0}{\frac{1}{2} \lg \alpha_0 - \lg \beta} = \frac{\Delta p_0}{\lg \alpha_0} \frac{1}{1 - 2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0}} \quad (208'')$$

и, наконец,

$$t'''_{\text{проп}} = \frac{\Delta p_{\text{паден}}}{\lg \beta} = \frac{-\frac{1}{2} \Delta p_0}{-\lg \beta} = -\frac{\Delta p_0}{\lg \alpha_0} \frac{1}{2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0}} \quad (209'')$$

Полное время регулирования для случая, изображенного на фиг. 174 т. е. при $\lg \beta > \frac{1}{2} \lg \alpha_0$, будет:

$$\begin{aligned} t_{\text{регуляр}} &= t'_{\text{под}} + t'_{\text{проп}} = \frac{\Delta p_0}{\lg \alpha_0} \left(\frac{1}{2 \left(1 - \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} \right)} + \frac{1}{2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} - 1} \right) = \\ &= t_0 \frac{1}{6 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} - 2 - 4 \left(\frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} \right)^2} \end{aligned} \quad (210')$$

Полное время регулирования для случая, изображенного на фиг. 175, т. е. при $\lg \beta < \frac{1}{2} \lg \alpha_0$, будет:

$$\begin{aligned} t_{\text{регуляр}} &= t''_{\text{под}} + t'''_{\text{проп}} = \frac{\Delta p_0}{\lg \alpha_0} \left(\frac{1}{1 - 2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0}} + \frac{1}{2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0}} \right) = \\ &= t_0 \frac{1}{2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} \left(1 - 2 \frac{\lg \beta}{\lg \alpha_0} \right)} \end{aligned} \quad (210'')$$

Составим теперь (на стр. 240) сводную таблицу времени, занимаемого одним периодом регулирования, во всех перечисленных выше случаях для различных нагрузок.

Если учесть, что время работы насоса (например, час), деленное на время периода регулирования, приведенное в таблице

(т. е. например, $\frac{3600}{n^2} t_0$ или $\frac{3600}{n^2} t_0$), дает число выключений насоса

Нагрузка	Время регулирования по (Ф-ле 210), фиг. 173	Нагрузка	Время регулиро- вания по Ф-ле (210'), фиг. 174, $\operatorname{tg} \beta' > \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha_0$	Нагрузка	Время регулиро- вания по Ф-ле (210'', фиг. 175.), $\operatorname{tg} \beta < \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha_0$	
$\frac{1}{2}$	$1,2$	$4 t_0$	$\frac{1}{2}$	∞	$\frac{1}{2}$	∞
$\frac{1}{3}$	$2,3$	$4,5 t_0$	$\frac{2}{3}$	$4,5 t_0$	$\frac{1}{3}$	$4,5 t_0$
$\frac{1}{4}$	$3,3$	$5,33 t_0$	$\frac{3}{4}$	$4,0 t_0$	$\frac{1}{4}$	$4,0 t_0$
$\frac{1}{5}$	$4,5$	$6,25 t_0$	$\frac{4}{5}$	$4,1 t_0$	$\frac{1}{5}$	$4,1 t_0$
$\frac{n-1}{n}$	$\frac{n^2}{n-1} t_0$	$\frac{n^2}{2n-4} t_0$	$\frac{1}{n}$	$\frac{n^2}{2n-4} t_0$	$\frac{1}{n}$	$\frac{n^2}{2n-4} t_0$
$\frac{1}{\infty}$	$\frac{1}{1}$	∞	$\frac{1}{2}$	∞	$\frac{1}{\infty}$	∞

из работы (полностью или частично) в течение часа, то увидим, что первая схема регулирования (фиг. 173) дает меньшее число пропусков в течение, скажем, одного часа работы насоса, но зато дает большие колебания давления (размер колебания Δp_0). Вторая же схема (фиг. 174 и 175) дает большее число пропусков в час, но зато вдвое меньшую величину колебания давления (размер колебания $\frac{\Delta p_0}{2}$). Следовательно, можно ска-

зать, что вторая схема дает более равномерное давление, чем первая. Кроме того схема регулирования в два приема дает наименьшее число выключений уже при $\frac{1}{4}$ нагрузки, а первая схема при $\frac{1}{2}$ нагрузки. При этом вторая схема, естественно, конструктивно сложнее. Таким образом вторая схема должна найти себе применения там, где требуется большая равномерность давления (например, дутье). Результаты от дальнейшего дробления регулирования могут быть найдены путем подобного же анализа.

Нужно еще отметить, что знак ∞ в графах „время регулирования“ означает, что в это время идет или полная подача или полное прекращение ее, в зависимости от режима.

2. Центробежные насосы

Регулирование центробежного воздушного насоса представляет собой более сложную задачу, чем регулирование объемных насосов, так как здесь связь между развиваемым напором и производительностью значительно сложнее и зависит от большего числа факторов.

Как и в объемных насосах, здесь прежде всего надо различать два основных способа регулирования: или переменном и постоянном числе оборотов.

При переменном числе оборотов, путем подбора соответствующего их числа, легко найти такие производительность и давление, развиваемые насосом, которые удовлетворяли бы потребным условиям эксплуатации.

При постоянном числе оборотов регулирование производительности может быть произведено путем дросселирования воздуха — нагнетаемого или всасываемого.

Регулирование в зависимости от характера расхода воздуха может производиться на постоянную объемную производительность или постоянное давление. Кроме того в центробежных насосах применяется специальный вид

регуляторов, предохраняющих насос от так называемого „пумпажа“ или пульсаций, когда насосы, работая в области неустойчивой части характеристики, вызывают ряд последовательных пульсаций в трубопроводах, связанных с притоком воздуха то в насос, то из него. Эти регуляторы работают по принципам с применением: перепускных клапанов, дросселирования во всасывающем трубопроводе или регулированием угла наклона лопасти направляющего аппарата. Само собой разумеется, что последний вид регулятора требуется там, где возможно резкое изменение производительности или давления.

Способ регулирования посредством дросселирования нагнетаемого воздуха применяется весьма редко. Причины этого заключаются в том, что это дросселирование не оказывает влияния на форму характеристик, в отличие от изменения ее при дросселировании всасываемого воздуха. Далее, этот метод регулирования равноценен добавлению к потерям в сети дополнительных потерь. Если мы имеем характеристику сопротивления в сети (см. линию AB на фиг. 176), то включением в сеть заслонки и дросселированием ею мы прибавляем к сопротивлению сети дополнительную величину, и при данном открытии задвижки сопротивление сети вместе с задвижкой будет изображаться линией AB и тогда расход уменьшится до величины V . Однако, нужно иметь в виду, что если раньше затрачиваемая работа в этой точке была бы пропорциональна VH , то теперь она будет пропорциональна VH_1 и, так как $H_1 > H$, то и коэффициент полезного действия насоса будет меньше в отношении $\frac{H}{H_1}$. Это значит, что всю разность давлений у дроссельного органа мы безвозвратно теряем. Этот способ регулирования неэкономичен. В насосах для двигателей внутреннего сгорания, впрочем как и в других центробежных воздушных насосах, этот способ распространения не нашел.

Способ регулирования дросселированием всасываемого воздуха, наоборот, нашел весьма широкое применение и применяется, почти как правило, при неизменном числе оборотов насоса. К тому же этот способ применяется и для предотвращения пульсаций в насосах.

Если будем менять положение дроссельной заслонки во всасывающем трубопроводе центробежного воздушного насоса, то разрежение при всасывании будет также меняться и будет возрастать по мере закрытия дросселя. Соответственно изменится и давление конца сжатия и, таким образом, можно написать, что

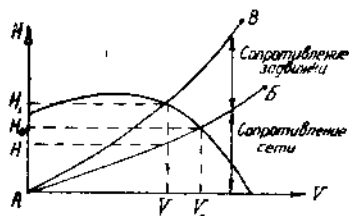
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p'_2}{p'_1} \quad (211)$$

где p_2 — давление конца сжатия при начальном давлении p_1 ,
 p'_2 — то же при начальном давлении p'_1 , причем

$$p'_1 < p_1.$$

Таким образом, если на фиг. 177 линия MN изображает характеристику насоса (в координатах давление p и объем V), а линия RS — изменение давления всасывания при дросселировании, то для точки A характеристики, при давлении всасывания p_1 давление конца сжатия будет p_2 , а для давления всасывания p'_1 давление конца сжатия определится

как $p'_2 = p_2 \frac{p'_1}{p_1}$ и будет, очевидно, ниже p_2 .



Фиг. 176.

Нужно отметить, что дросселирование при всасывании можно рассматривать, как адиабатическое расширение воздуха без потерь после прохождения наиболее суженного сечения. При внезапном расширении после дросселя в воздухе возникают вихри и работа расширения преобразуется в тепло. Температура воздуха поднимается, достигая таковой до дросселя. Количество воздуха, протекающее через сечение

$$V = F'w \cong F' \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma_m}}$$

откуда

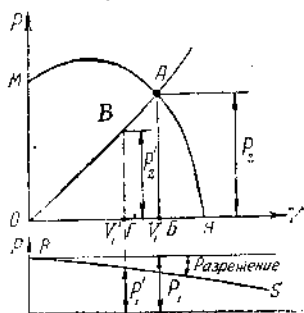
$$\frac{V^2}{F'^2} = \frac{2g \Delta p}{\gamma_m} \quad \text{и} \quad \Delta p = \frac{V^2 \gamma_m}{F'^2 2g}$$

Следовательно, кривая изменения Δp в зависимости от расхода при данном открытии дросселя представляет собой параболическую кривую, что и показано на фиг. 177. Поскольку температура воздуха не изменилась, количество его, отнесенное к атмосферному давлению, в соответствии с уменьшением давления также уменьшится и может быть найдено из пропорции:

$$\frac{V_1}{V'_1} = \frac{p_1}{p'_1}, \quad (212)$$

откуда

$$V'_1 = V_1 \frac{p_1}{p'_1}.$$



Фиг. 177.

Если мы соединим точку начала координат (см. фиг. 177) с точкой A на характеристике прямой линией и на этой прямой найдем соответствующую давлению p'_2 точку и опустим из нее перпендикуляр на ось абсцисс, то получим два подобных треугольника $\triangle OBG \sim \triangle OAB$. Для этих треугольников можем написать отношение:

$$\frac{AB}{BG} = \frac{OB}{OG},$$

но, так как

$$AB = p_2; \quad BG = p'_2 \quad \text{и} \quad OB = V_1,$$

имеем:

$$\frac{p_2}{p'_2} = \frac{V_1}{OG}$$

и учитывая, что

$$\frac{p_2}{p'_2} = \frac{p_1}{p'_1},$$

найдем:

$$OG = V_1 \frac{p_2}{p'_2} = V_1 \frac{p_1}{p'_1};$$

следовательно,

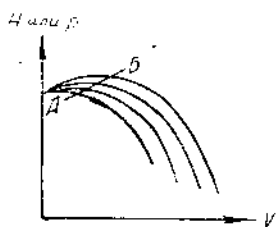
$$OG = V'_1.$$

Этот вывод дает нам метод построения характеристик насоса при дросселировании всасываемого воздуха. Нужно из начала координат провести прямую в данную точку характеристики, сделать на этой прямой засечку горизонтально, проведенной на высоте, определяемой из уравнения (211) как $p'_2 = p_2 \frac{p'_1}{p_1}$. Пересечение наклонной и горизонтальной линий дает

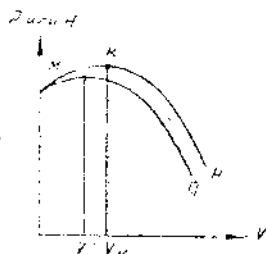
точку новой характеристики, соответствующую точке старой характеристики (без дросселирования).

Из метода построения характеристики при дросселировании следует, что все характеристики при разных степенях дросселирования будут иметь одну общую точку на оси ординат, совпадающую с начальной точкой основной характеристики (без дросселирования). Это вытекает также из того, что эта точка характеристики соответствует $V = 0$, т.е. так сказать максимальному дросселированию. Поэтому характеристика насоса для различных степеней дросселирования имеет характер пучка параболических кривых (см., например, фиг. 178), проведенных из одной точки на оси ординат. Таким образом путем дросселирования всасываемого воздуха мы можем достичь желаемого сочетания различных расходов и давлений.

Заметим, что если соединить все вершины этих кривых одной линией (линия AB на фиг. 178), то слева от нее находится область неустойчивой работы насоса. Очевидно, что при дросселировании неустойчивая часть характеристики укорачивается. Это и служит основанием к применению дросселирования в качестве способа регулирования, предохраняющего от пульсаций, так как путем дросселирования всасываемого воздуха можно в ряде случаев избежать работы на неустойчивой части характеристики.



Фиг. 178.



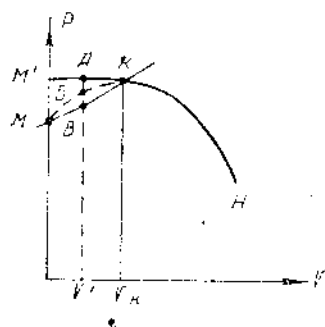
Фиг. 179.

Необходимо еще отметить, что для осуществления регулирования посредством каких-либо автоматических приборов в нашем распоряжении имеется очень небольшая разность давлений (в отличие, например, от поршневых насосов, где давление может достигать до 30, 70 и т. п. атмосфер). Поэтому в этом случае приходится применять специальные промежуточные вспомогательные устройства — сервомоторы или мультипликаторы, — на которые действует разность давлений подачи и в резервуаре и которые под влиянием этого приводят в действие регулирующие органы.

Теперь перейдем к рассмотрению методов регулирования центробежных воздушных насосов, имеющих целью предохранить последние от пульсаций, причем поскольку для насосов двигателей внутреннего сгорания эти регулировки применяются редко (так как работа в этих насосах идет обычно в правой восте характеристики, то остановимся лишь на рассмотрении принципиальных схем. Один из этих методов — дросселирование всасываемого воздуха уже был указан выше. При этом, если расход станет меньше V_k (см. фиг. 179), например V' , то в связи с уменьшением давления придет в действие дроссельный орган, который заставит характеристику $MН$ превратиться в характеристику, например, $MН'$, для которой данный расход V' еще не будет лежать в неустойчивой части.

Другой из способов регулирования заключается в введении перепускных (или, иначе, выпускных) клапанов в нагнетательный трубопровод. Как только расход становится меньше V_k , этот клапан открывается и выпускает часть поступающего в нагнетательный трубопровод воздуха

наружу, а именно разность $V_k - V'$. Это вызывает искусственное повышение расхода через насос. Таким путем насос заставляют работать в области, где характеристика еще устойчива, а именно в точке K . При этом часть воздуха теряется бесполезно. Таким образом введением перепускного клапана мы как бы придаем характеристике вид, изображенный



Фиг. 180.

на фиг. 180, т. е. часть характеристики MA заменяем горизонтальной прямой $M'K$.

Этот метод может быть применен вместе с дросселированием всасывания. Тогда, если MBK — предельная кривая, ограничивающая область неустойчивой работы, то, например, точка B попадает еще в область устойчивой работы, достигаемой посредством дросселирования (т. е. без потерь, указанных выше), и лишь в точках, лежащих между MBK и MBK , должно включаться регулирование выпуском нагнетаемого воздуха.

Наконец, третий из методов заключается в введении в направляющий аппарат системы поворотных направляющих лопаток (вместо неподвижных). Этот метод дает весьма экономную работу насоса в области малых производительностей, причем характеристика в общем сходна с таковой при дросселировании всасывания.

Во всех перечисленных случаях регуляторы могут приводиться в действие как вручную, так и автоматически.

Для двигателей внутреннего сгорания, как уже указывалось, в основном находят применение методы регулирования путем дросселирования всасываемого воздуха. Если применяется автоматическое регулирование, то оно в подавляющем числе случаев производится таким образом, чтобы создать постоянное давление нагнетания.

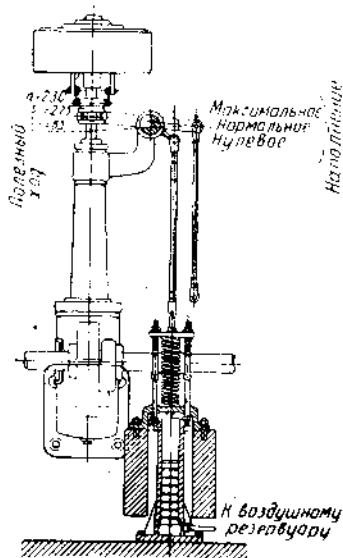
Автоматическое регулирование применяется в авиационных двигателях, где поддержание постоянного давления с изменением высоты является весьма важным.

II. Конструкции регуляторов

Типы и конструкции регуляторов, применяемых для воздушных насосов, весьма многочисленны и разнообразны. Мы здесь остановимся на основных типах этих регуляторов (иллюстрирующих принцип их действия) поскольку, вообще говоря, регуляторы насосов для двигателей внутреннего сгорания ставятся наиболее простых конструкций и часто только с ручным регулированием.¹

Рассмотрим несколько типовых конструкций регуляторов, причем будем касаться в основном регуляторов при постоянном числе оборотов, так как регулирование при переменном числе оборотов для воздушных насосов двигателей внутреннего сгорания мало распространено.

На фиг. 181 показана простейшая схема механизма, — регулятор с изменением числа оборотов. На муфту центробежного регулятора двигателя,



Фиг. 181.

¹ Более обстоятельно о конструкциях регуляторов центробежных машин.

Киртон, Турбовоздуходувки и турбокомпрессоры; глава VI.

Остертаг, Компрессоры и воздуходувки; том II, раздел Б.

Eck Kearton, Turbogebälse und Kompressoren; глава XI.

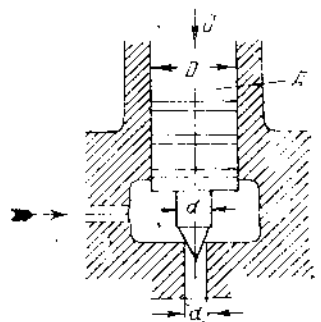
О поршневых насосах: *Гиршберг*, Поршневые компрессоры; параграф 13, стр. 114 и сл.

приводится в действие давлением сжатого воздуха, а сверху — пружина. Если давление воздуха поднимается, то поднимается и поршень, переставляя муфту регулятора. При приводе от электромоторов поршень может переставлять не муфту регулятора, а изменять положение реостата.

Перейдем к регулированию при постоянном числе оборотов.

Прежде всего рассмотрим схему действия органа управляющего всем процессом регулирования. На фиг. 182 показан схематически такой основной орган регулятора. Поршень А, имеющий в нижней части стержень с иглой, закрывает отверстие, показанное внизу регулятора. Через боковое отверстие, как показано стрелкой, под поршень поступает воздух из нагнетательного резервуара. Если давление в этом резервуаре повышается, так что сила давления воздуха, действующая снизу на поршень, оказывается большей, чем сила (груза или пружины), действующая на него сверху, то поршень поднимается вверх и открывает сжатому воздуху проход в канал, который до того был закрыт иглой поршенька. Сжатый воздух, пройдя в канал, поступает в другой механизм, который уже приводит в действие дроссель, золотник или какое-либо иное регулирующее устройство.

Если развиваемое насосом давление мало, то в эту систему включается еще какой-либо механизм (например, сервомоторы, мультипликаторы, реле и т. п.), усиливающий действие давления воздуха или заменяющий его действием какого-либо другого вещества. Эти механизмы, заменяющие недостаточное усилие, создаваемое разностью давлений, в насосах для двигателей внутреннего сгорания (кроме авиационных) также применяются редко. Поэтому на них мы специально останавливаться не будем, а лишь отметим, что некоторые из них производят эжекционное действие, т. е. при протекании воздуха под влиянием малой разности давлений через насадок типа трубы Вентури, концентричный с другим насадком — в них возникают потоки воздуха, имеющие большие скорости и потому создающие большую разность давлений. Другие механизмы производят перестановку каких-либо деталей, вроде золотников, причем эта перестановка вызывает перетекание из одного места в другое масла или сжатого воздуха, находящегося под давлением и заставляющего переместиться регулирующий орган (сервомотор).



Фиг. 182.

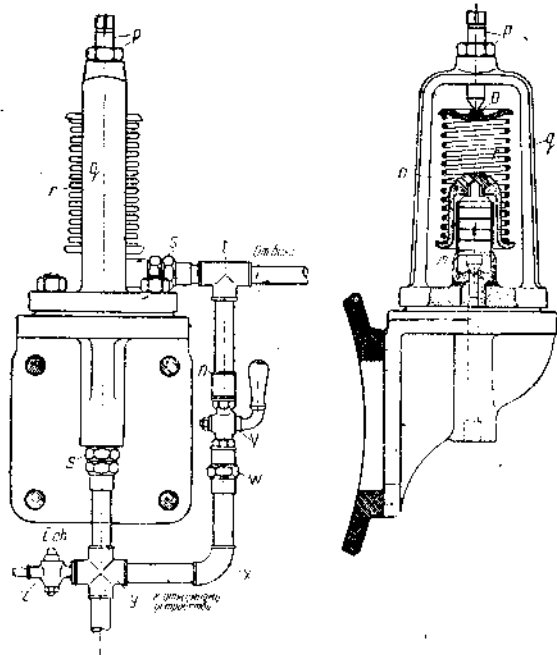
Следует отметить, что в конструкции механизма, описанного выше и показанного на фиг. 182, имеются дефекты, заключающиеся в следующем. При подъеме поршенька сжатый воздух действует на кольцо с площадью $\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$. После подъема это же давление действует на всю площадь $\frac{\pi}{4} D^2$. Точно так же при посадке, до момента опускания иглы на седло, опусканию клапана оказывает сопротивление сила, действующая на площадь $\frac{\pi}{4} D^2$, и, следовательно, подъем происходит под действием силы $\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p$, а опускание — под действием силы $\frac{\pi}{4} D^2 p_1$. Так как при этом имеет место равенство $p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = p_1 \frac{\pi}{4} D^2$, то, очевидно, давление p_1 , при котором произойдет опускание поршенька, меньше, чем давление p , при котором произойдет подъем его.

дены, при сжатии пружины нагрузка поршня по мере его подъема пружина сжимается и, создавая большую силу давления на поршень, замедляет его подъем. Это вызывает мятие воздуха при проходе возле иглы и ухудшает качество регулятора с точки зрения чувствительности. Между моментом подъема давлением и действием регулятора проходит некоторый, более или менее значительный, промежуток времени.

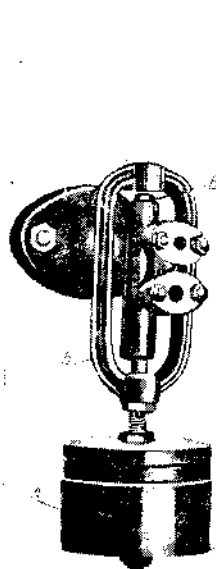
Подобный регулятор, применяемый заводом Борзиг для поршневых насосов на давление до 7—12 ат, показан на фиг. 183.

Для того, чтобы избежать мятия воздуха при проходе через иглу, т. е. чтобы достигнуть быстрого открывания, некоторые заводы вместо пружин нагружают поршень специальным грузом. Такая конструкция завода Флотман показана на фиг. 184. Необходимо еще отметить регулятор завода Демаг, в котором указанная выше мысль развита еще в большей мере, а именно для ускорения подъема и опус-

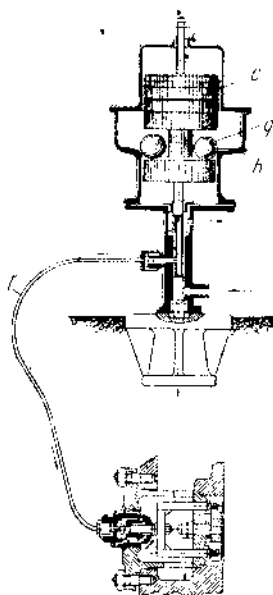
кания груз составлен из постоянной гири и ряда подвижных шариков. При подъеме иглы эти шарики скатываются с площадки, на которой они лежат



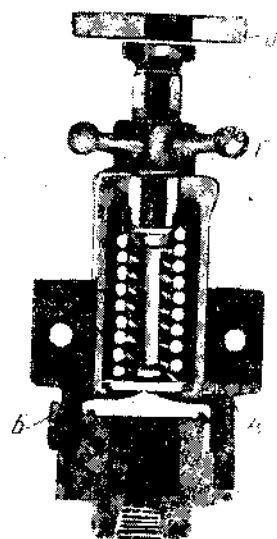
Фиг. 183.



Фиг. 184.



Фиг. 185.

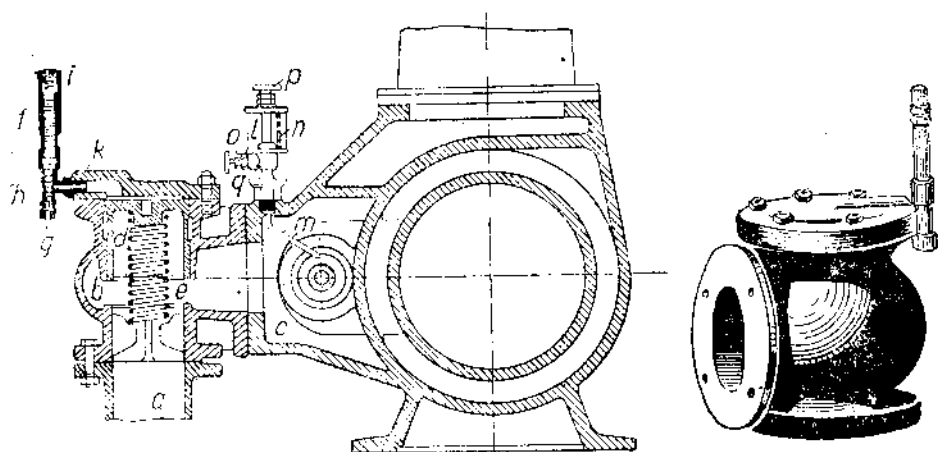


Фиг. 186.

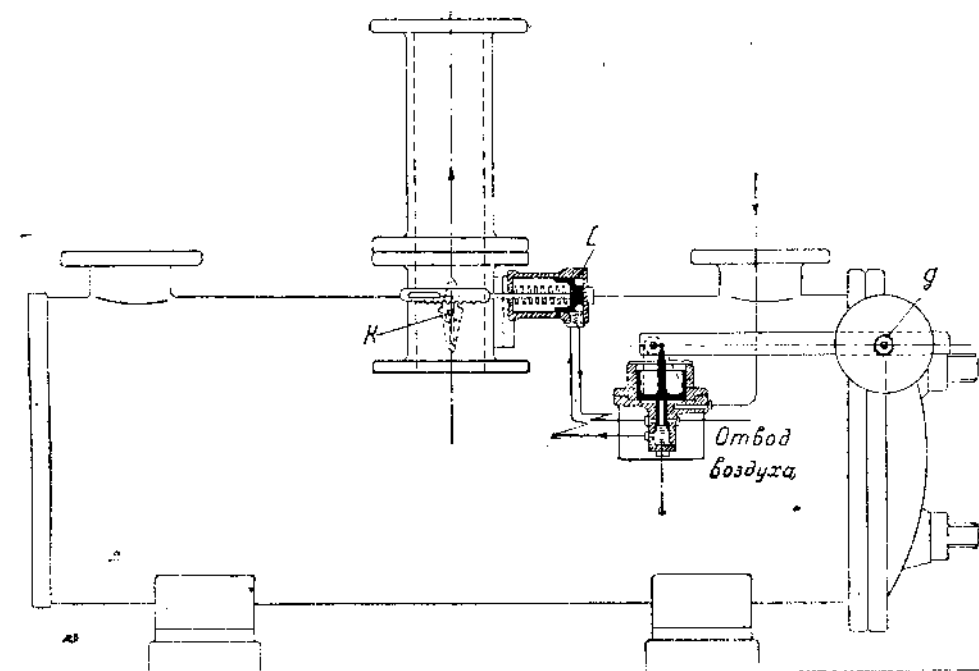
(см. фиг. 185) и ввиду резкого уменьшения нагрузки на иглу — поршень резко подымается вверх. Обратная, но аналогичная картина происходит при падении давления и опускании груза.

Как уже указывалось, конструкции этих регуляторов весьма разнообразны. Не останавливаясь далее на них, покажем лишь еще одну кон-

струкцию, в которой игла-поршень заменена тарелочкой (см. фиг. 186). Хотя в этой конструкции еще в большей мере, чем в описанных выше, сказываются недостатки нечувствительности, все же такие регуляторы из-за их компактности и простоты довольно широко распространены. Следует отметить, что изменением натяжения пружины (что производится на конструкциях, показанной на фиг. 186, маховичком *F*, а на



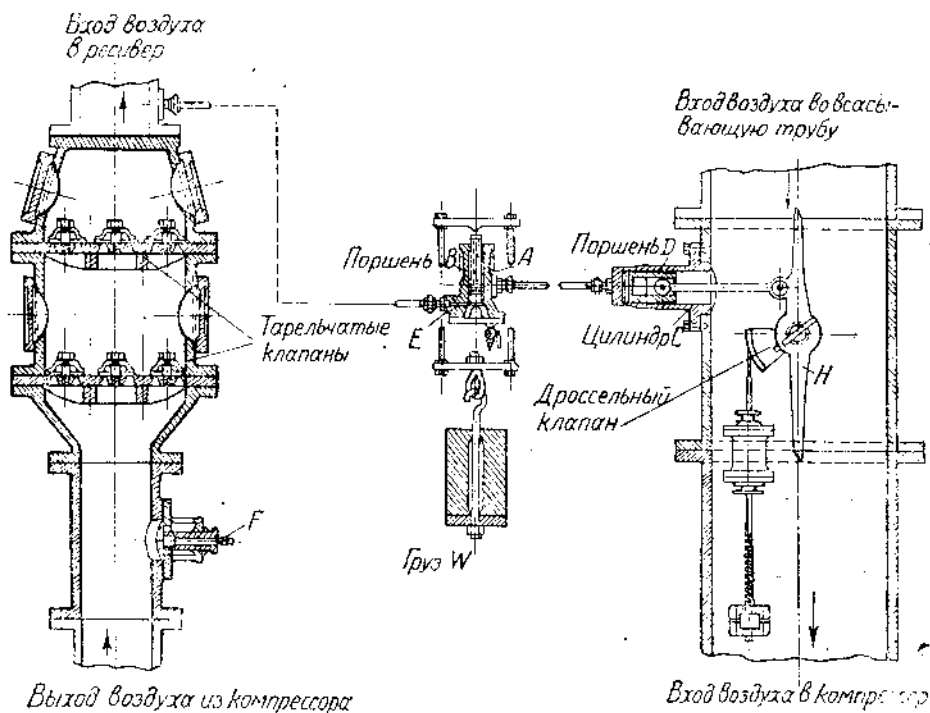
Фиг. 187.



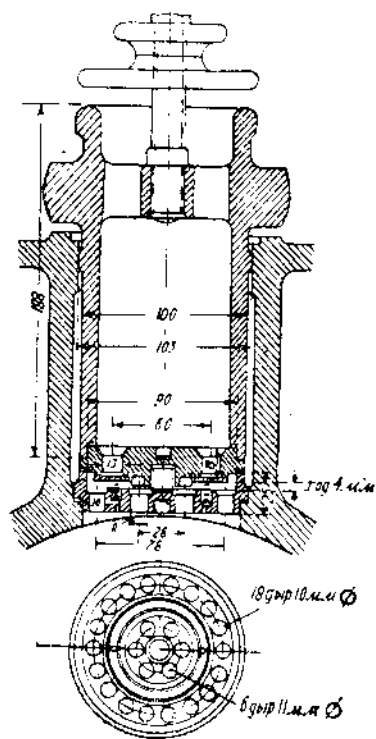
Фиг. 188.

фиг. 183 — болтом *p*) или веса груза можно отрегулировать работу регулятора на потребное давление, ибо величина нагрузки на поршень определит силу, а следовательно, и давление, которое должно быть приложено для его подъема.

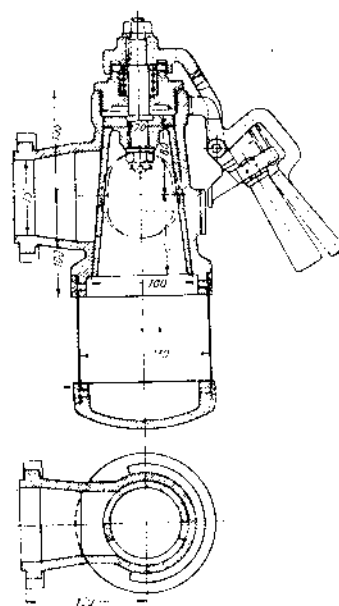
Заметим, что этим устройством пользуются также для создания холостого хода во время пуска насоса в ход.



Фиг. 189.



Фиг. 190.



Фиг. 191.

Применяются также же устройства применяются и для центробежных насосов, но, так как там обычно разность давлений невелика, механизм, подобный описанным выше, действует на какой-либо промежуточный усиливающий механизм (см. об этом далее).

Переходим к самым органам, осуществляющим регулирование.

Простейший из механизмов, осуществляющих дросселирование всасываемого воздуха показан на фиг. 187. В подобных механизмах сжатый воздух, прошедший через описанные выше механизмы, поступает в пространство над поршнем *d* и, расширяясь там, заставляет последний опуститься. Этот поршень является золотником, уменьшающим проходное сечение *e* во всасывающей трубке. Пружина *b* служит для возврата поршня в первоначальное положение после уменьшения давления.

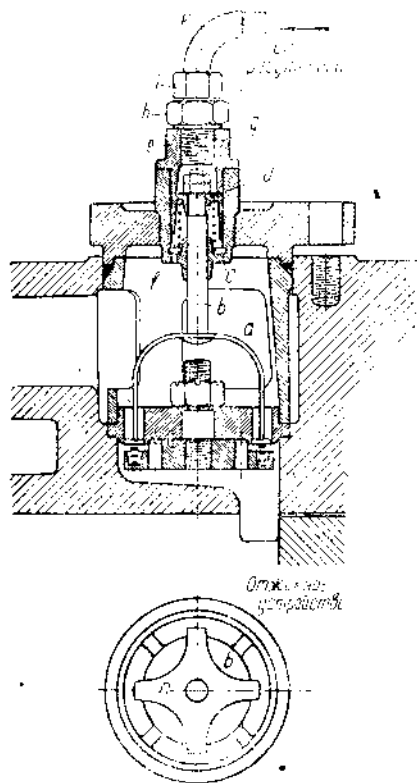
Другая схема подобного регулирования, в которой золотник заменен заслонкой, показан на фиг. 188. Здесь, под влиянием давления воздуха на поршень в детали *L*, перемещается зубчатая рейка и заставляет посредством соответствующего зубчатого сектора повернуться дроссельную заслонку.

Подобного типа, но более сложное регулирование для центробежного насоса — фирмы Парсонс — показано на фиг. 189. Попутно отметим, что установленные в нагнетательном патрубке клапаны служат здесь в качестве обратных, для предотвращения пульсаций. Принципиально эта схема регулирования не отличается от описанных выше, а детали ее ясны из фигуры.

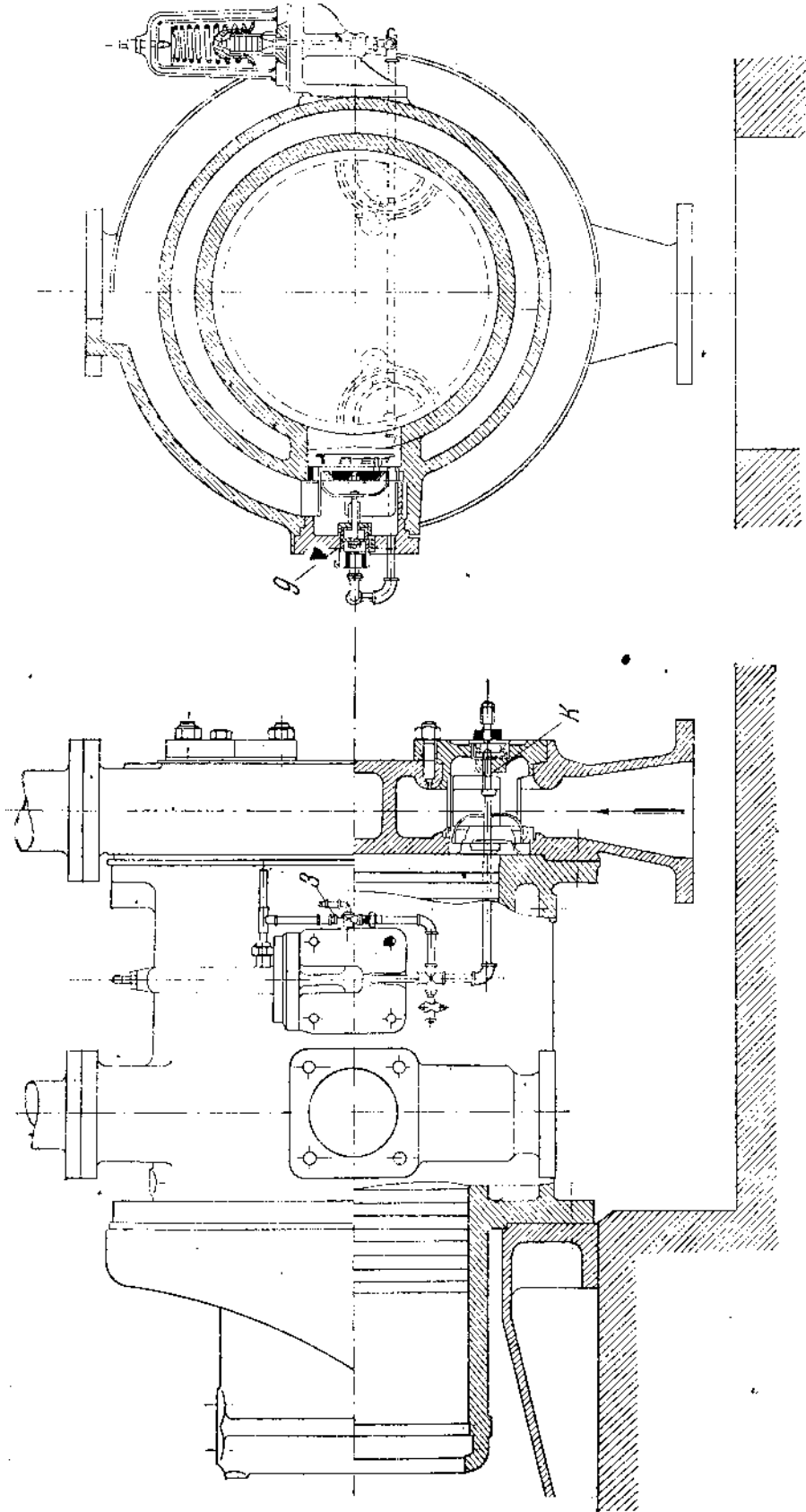
Для насосов двигателей внутреннего сгорания применяется еще иногда регулирование дросселированием всасываемого воздуха, приводимое в действие вручную. Одна из таких конструкций описана выше и показана на фиг. 158 при рассмотрении клапанов. Другая подобная конструкция, изображена на фиг. 190. На фиг. 191 показана конструкция, имеющая то же назначение, но отличающаяся от первой тем, что уменьшение сечения посредством приближения тарелки к седлу заменено поворачиванием золотника. Детали устройства ясны из фигуры. Дроссельные ручные устройства, подобные описанным, достаточно распространены.

Переходим к органам, осуществляющим обратный выпуск воздуха из цилиндра насоса во всасывающий трубопровод. На фиг. 192 показан обычный всасывающий тарелочный автоматический клапан, к которому пристроено специальное устройство, состоящее из четырехконечной вилочки *a*, на стержне которой имеется поршень *d*. Этот поршень помещен в цилиндр, в который поступает сжатый воздух, когда его пропускает через себя один из описанных выше регулирующих механизмов (см. фиг. 183, 184 и сл.).

Расширяясь, этот воздух нажимает на поршень и заставляет вилочку таким образом выдвинуться вперед, что кончики вилок упираются в тарелку клапана и препятствуют посадке тарелки на седло. Таким образом клапан остается открытым все время, в том числе и во время хода сжатия, так что часть воздуха (во время сжатия) вытесняется обратно во всасывающий трубопровод. Общая схема расположения подобного устройства показана на фиг. 193.



Фиг. 192.

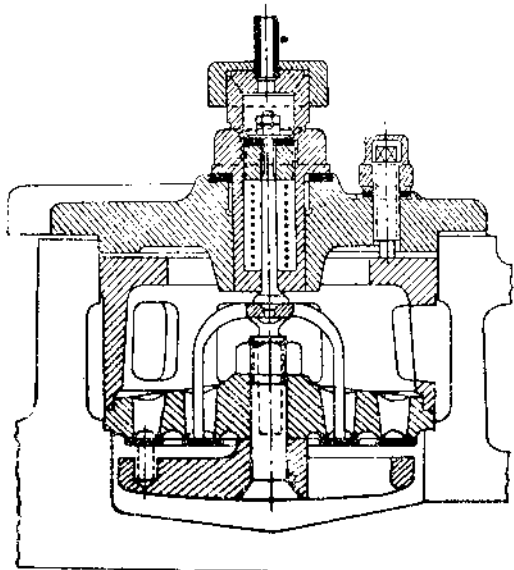


Фиг. 193.

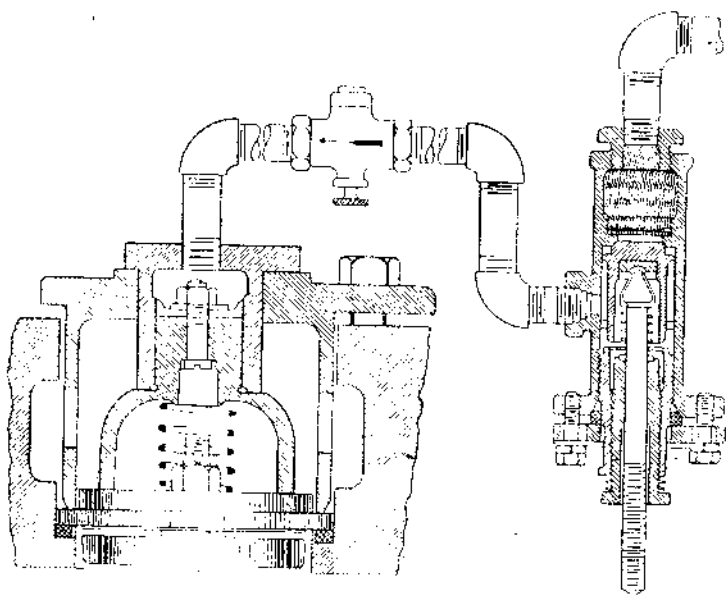
На фиг. 194 и 195 изображены еще другие конструкции подобных клапанных регулировочных устройств. Принципиально они все не отличаются от описанных выше.

Переходим к третьему способу регулирования, применяемому для поршневых насосов, способу при котором увеличивается вредное пространство в цилиндре. Схематически такое устройство показано на фиг. 196. Здесь к основному цилиндру *к* присоединен дополнительный цилиндр *з*. Посредством вращения маховика *з* поршень, находящийся в цилиндре *з*, перемещается и либо полностью отделяет пространство в цилиндре *з* от основного цилиндра *к*, либо присоединяет к нему большую или меньшую часть цилиндра *з*, увеличивая этим вредное пространство цилиндра.

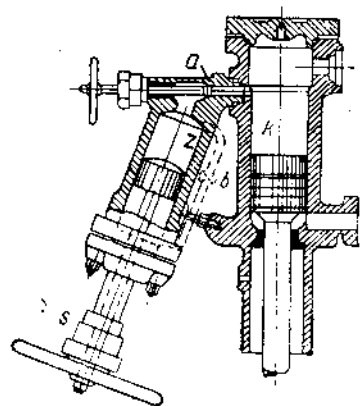
На фиг. 196 и 197 показано подобное устройство в применении к газовоздуховкам. Фиг. 197 дает общее расположение устройства. Здесь *А* — золотники, соединяющие вредное пространство цилиндра с пространством в баке *Б*. Это соединение осуществляется вручную вращением маховика *В*, который через ряд шестерен поворачивает золотники. На фиг. 198 показаны положения золотника: сверху — когда дополнительное вредное пространство совершенно отделено от цилиндра, а снизу — когда они соединены.



Фиг. 194.

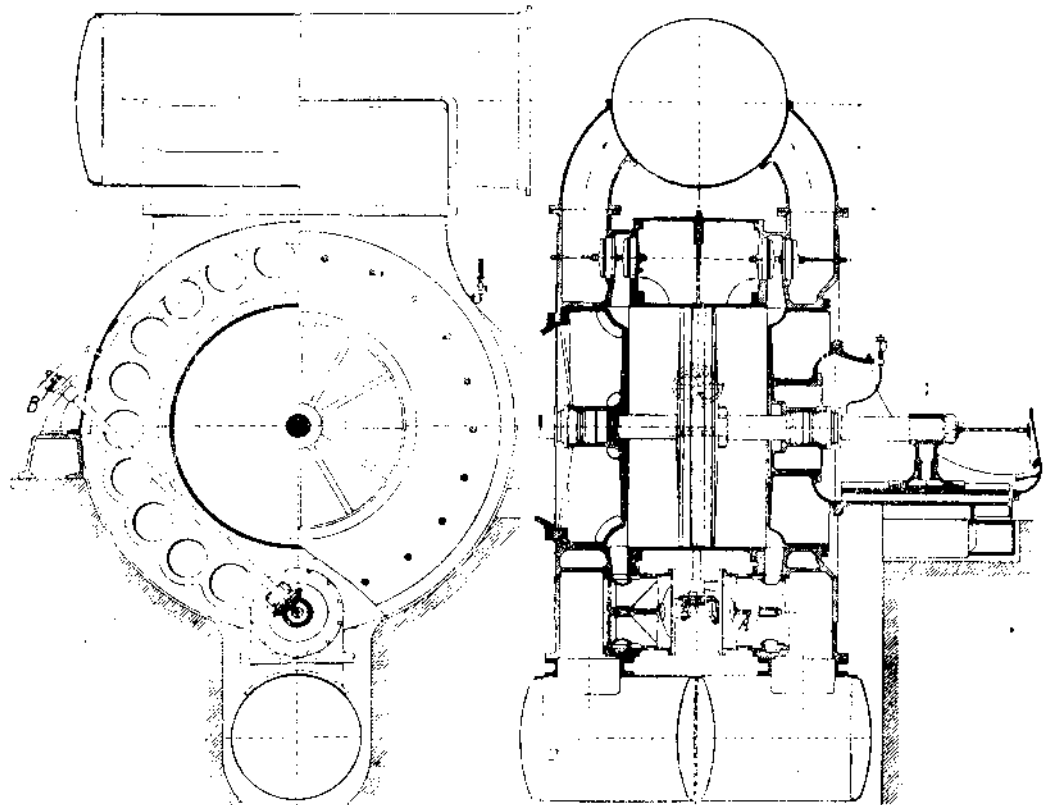


Фиг. 195.

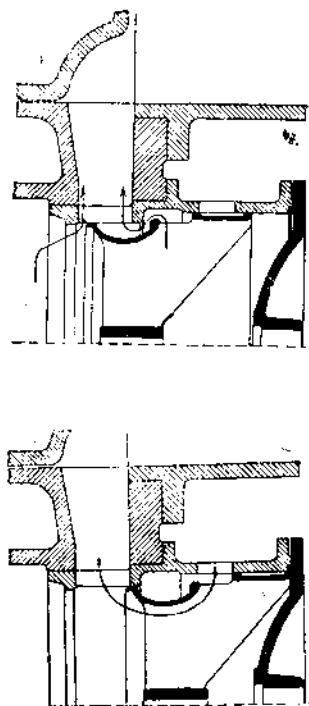


Фиг. 196

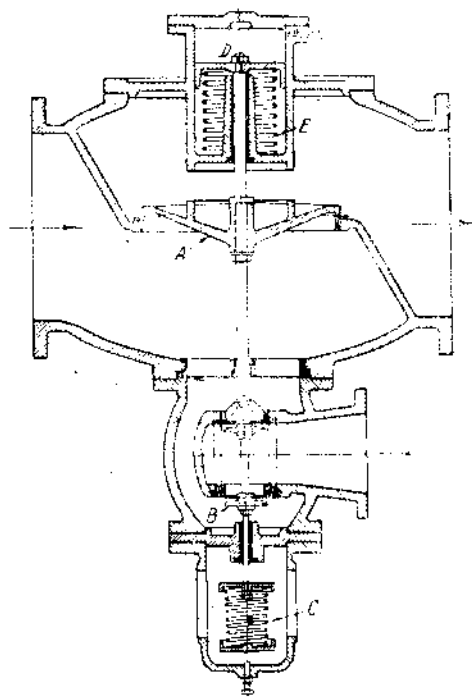
Теперь отметим несколько предохраняющих от пульсаций конструкций, дающих представление о подобных устройствах. На фиг. 199 показано устройство, устраняющее пульсации путем выпуска (перепуска) воздуха из нагнетательного трубопровода. Здесь *А* — обратный клапан, установленный в нагнетательном трубопроводе. На одной оси с ним, но ниже



Фиг. 197.



Фиг. 198.

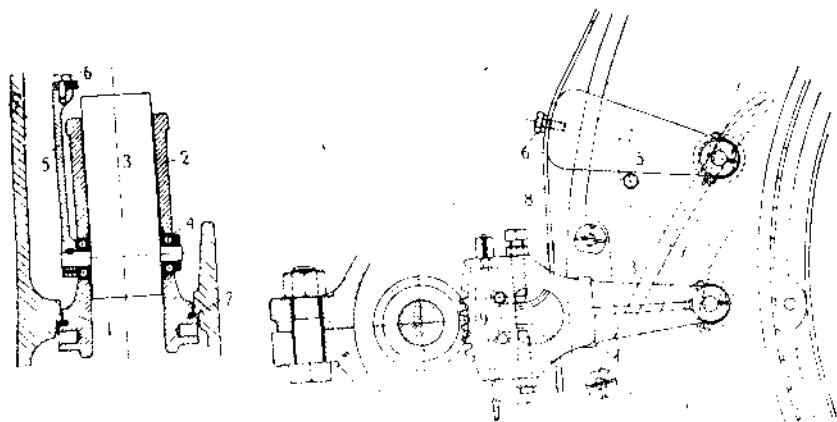


Фиг. 199.

него установлен двухседельный клапан *В*, закрыть который стремится пружина *С*. Клапан *В* находится под влиянием давления в нагнетательном (сверху) трубопроводе, а снизу соединен с атмосферой. Если производительность падает и достигает критической, то клапан *А* опускается, нажимает на шпindelь клапана *В* и открывает его, так что часть воздуха из нагнетательного трубопровода перепускается в окружающую среду. Если забор воздуха прекращается вовсе, то клапан *А* полностью закрывается, а клапан *В* полностью открывается и создает расход, равный критическому. Пружина *Е* частично воспринимает нагрузку клапана *А*, а поршень *Д* служит демпфером колебаний клапана.

Устройство, служащее для дросселирования всасываемого воздуха, а также для предохранения от пульсаций, было показано на фиг. 189.

Наконец, устройство, служащее для поворачивания лопаток в диффузоре, показано схематически на фиг. 200. Здесь каждая лопатка укреплена на оси и связана с кольцом, поворотом которого можно заставить повернуться все лопатки. Это и осуществляет шток особого поршня под влиянием увеличения или уменьшения давления воздуха за этим поршнем.



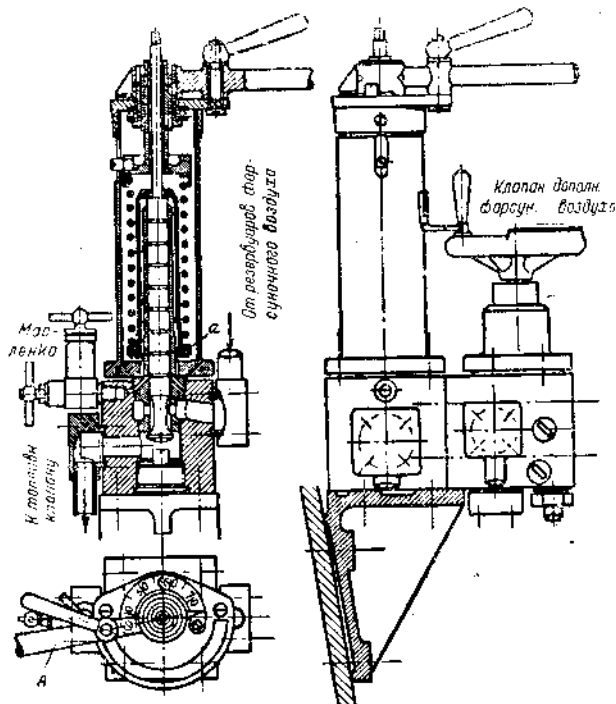
Фиг. 200.

В заключение рассмотрим несколько специальных типов регуляторов для двигателей внутреннего сгорания, а именно регуляторов давления форсуночного воздуха и регуляторов давления наддува.

В двигателях дизеля с распылом при помощи сжатого воздуха при падении числа оборотов двигателя, а вместе с ним и числа оборотов поршневого воздушного насоса давление падает быстрее, чем это допустимо для поддержания рационального процесса горения. Это в особенности имеет место в судовых двигателях, где число оборотов меняется довольно часто. Для избежания неудобств, связанных с падением давления воздуха, прибегают к специальным регуляторам. Эти механизмы могут быть как с ручным, так и с автоматическим приводом.

В стационарных двигателях это регулирование вполне достаточно производить от руки. В этом случае в небольших пределах колебаний давление устанавливается дросселированием всасываемого или нагнетаемого воздуха. Последнее осуществляется или вентилем на баллонах, или (в больших пределах давлений) установкой специальных редукционных клапанов между баллоном и насосом. Один из подобных клапанов показан на фиг. 201. Действие его ясно из фигуры. Необходимое в данный момент давление распыла устанавливается поворотом рычага *А* и установкой его в соответствии с указаниями на шкале. При повороте рычага

изменяется натяжение пружины клапана. Подобное же устройство с регулировкой натяжения пружины от регулятора двигателя показано на фиг. 202.



Фиг. 201.

необходимое для проталкивания ее через отверстие переменного сечения, пропорционально квадрату устанавливаемой при прохождении через это сечение скорости, а, следовательно, и квадрату числа оборотов насоса. Таким образом, если двигатель приводит в действие масляный насос, то изменение давления жидкости при изменении числа оборотов пропорционально изменению необходимого давления продувочного воздуха. Передавая давление от жидкости к редукционному клапану, можно регулировать давление форсуночного воздуха. Аналогично маслу изменяется и давление, например, продувочного воздуха и поэтому вместо масла, в двухтактных двигателях можно использовать изменение давления продувочного воздуха. Изменение давления масла использовано, например, в устройстве, показанном на фиг. 203.

Масло под давлением перетекает из камеры *g* в камеру *f* через отверстие с сечением, регулируемым иглой *h*. В камеру *g* масло поступает от

При необходимости автоматического регулирования применяются более сложные устройства, как, например, показанное на фиг. 203. Автоматические устройства необходимы там, где изменение количества всасываемого воздуха слишком поздно сказывается на работе двигателя, протекающей с быстрыми изменениями числа оборотов и нагрузки. Изменение избыточного давления форсуночного воздуха при изменении числа оборотов двигателя может быть выражено формулой¹ (пренебрегая потерями):

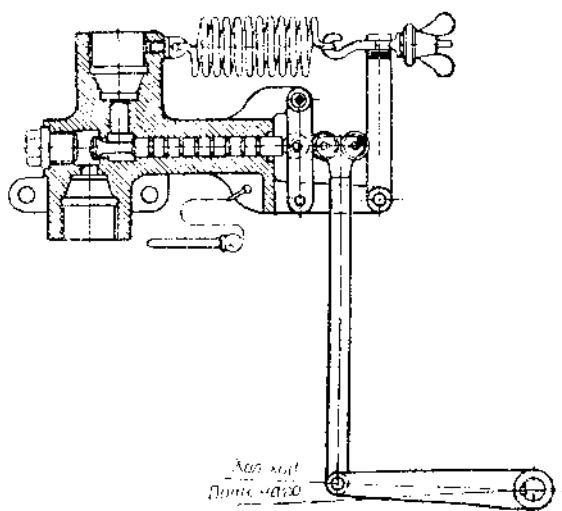
$$p \approx C \cdot n^2,$$

где *p* — давление,

n — число оборотов.

C — постоянная величина.

При магнетании какой-либо жидкости давление,

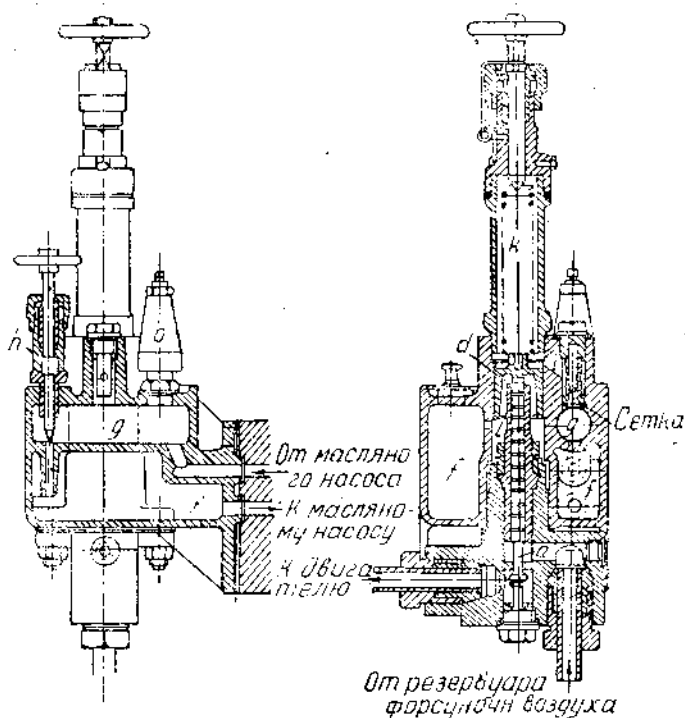


Фиг. 202.

¹ См. например: Дуббель, Двигатели внутреннего сгорания* издание „Светоч“, выпуск II, стр. 187.

масляного насоса и из камеры f также забирается масляным насосом. Камера f соединена каналом i с пространством цилиндра, в котором ходит поршень d . Этот поршень нагружен кроме того пружиной k , устанавливаемой на давление, соответствующее минимальному для пуска в ход или для наименьшего числа оборотов. Максимальное давление, которое может быть достигнуто, ограничивается предохранительным клапаном o . В зависимости от величины давления масла на поршень d , устанавливается клапаном a давление воздуха, поступающего в форсунку.

Совершенно аналогично работает и устройство для регулирования давления форсуночного воздуха, с приводом продувочным воздухом вместо масла.¹



Фиг. 203.

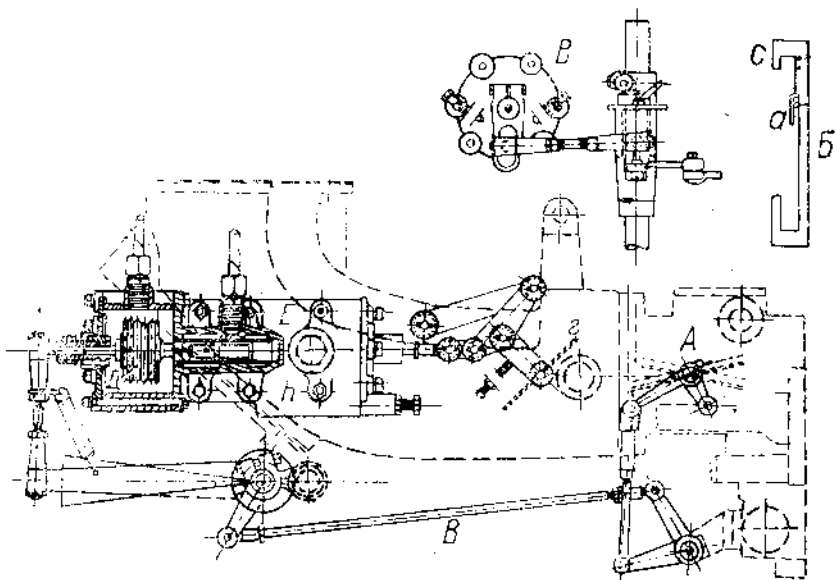
В высотных авиационных моторах на легком горючем необходимо поддерживать во всасывающей трубе мотора (правильнее, с точки зрения воздушных насосов, называть ее нагнетательной) постоянное давление для обеспечения возможности получения постоянной мощности на определенном диапазоне высот. Это часто выполняется с помощью дросселирования (при уменьшении высоты полета) всасываемого в нагнетатель (чаще всего центробежный воздушный насос) воздуха либо вручную, т. е. пилотом, либо автоматически, в зависимости от давления в среде, откуда производится засасывание. Увеличение давления, а следовательно, и количества воздуха в цилиндре двигателя свыше определенной нормы во время зарядки его вызывает увеличение термической нагрузки двигателя и перегрев. Хотя регулирование давления наддува и не исчерпывает всех требований, предъявляемых к высотной регулировке (не регулируется температура воздуха, не всегда устанавливается наиболее рациональный режим —

¹ Конструкции подобных устройств показаны в книгах: Дуббель, Двигатели внутреннего сгорания, раздел "Регуляторы давления распыливающего воздуха" и К. Кернер, Конструирование дизелей, изд. 1928 г. Выпуск III, стр. 451 и далее.

временами перегрузка, временами недогрузка), все же этот способ нашел преимущественное применение, так как осуществление его конструктивно просто и применение его вносит ясность в подсчеты высотных мощностей, предохраняя в то же время от злоупотребления наддувом.

Требования, предъявляемые к подобному регулятору, сводятся к тому, чтобы он (по желанию пилота) допускал при автоматическом ограничении давления наддува произвольную установку любой величины наддува ниже предельной для данного режима, и также кратковременную установку наддува более высокого, чем предельный для данного режима. Последнее необходимо, например, на случай воздушного боя, преследования и т. п., т. е. в случаях, когда перегрев мотора отступает на второй план.

Был создан ряд конструкций подобных регуляторов давления (Бристоль, Эклинс, Пратт Витней) и регуляторов давления и температуры (Испано — Сюзиса, Клодель Гобсон и др.). Для иллюстрации применяемых в подобных устройствах методов регулировки, мы опишем здесь регулятор фирмы



Фиг. 204.

Бристоль, показанный на фиг. 204.¹ Существенной составной частью регулятора является батарея aneroidов, т. е. ряд плоских, соединенных между собой на подобие гармоник, сосудов, из которых выкачан воздух (см. // на фиг. 204). Эти aneroidы помещены в резервуаре, связанном с нагнетательной трубой, почему в нем господствует давление наддува. Упругость стенок aneroidов определяет основное положение связанного с ними золотничка *h* серво-цилиндра *Б*. При падении или повышении давления наддува aneroid расширяется или сжимается и переставляет золотничок. Большее или меньшее открытие последнего вызывает перемещение поршня в цилиндре *Е*, работающего под влиянием разности давлений во всасывающей и нагнетательной трубах насоса, так как золотничок открывает проходное отверстие для воздуха из нагнетательного трубопровода в цилиндр. Поршень цилиндра, перемещаясь, перемещает при посредстве системы тяг дополнительный дроссель *г* из всасывающей патрубке. Это происходит до падения давления в нагнетательном трубопроводе, так что aneroidы расширяются и переставляют золотник.

¹ Более подробное описание этой и других конструкций подобных регуляторов см. ТФВ. 1933, № 7, ст. П. И. Орлова, Автоматические регуляторы давления за нагнетателем, а также IRAS, № 264, доклад Тейлора, Вспомогательные механизмы для авиодвигателей.

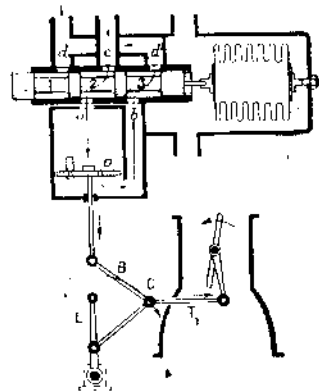
Нормальная регулировка мотора и нагнетателя в пределах ниже максимального производится обычным путем — перестановкой главного дросселя *A*. Регулировка сверх предельного давления наддува производится перестановкой всей батареи анероидов посредством специального рычага *C* крупноходовым винтом и передачи к нему (*B* на фиг. 204). Это осуществляется тем же рычагом управления, которым производится и управление дросселем *A*, но после достижения последним на секторе (*B* на фиг. 204 сверху) определенного предельного положения, при котором включается зашелка *a*.

Размеры вспомогательного дросселя рассчитаны так, что в случае поломки регулятора мотор все же сохраняет достаточную мощность. Аналогичная, но несколько более простая конструкция фирмы Испано показана на фиг. 205.

В этой и других конструкциях для привода сервомотора применяется не воздух, а масло. Принцип же работы устройства остается тот же.

Нами не затронуты здесь еще некоторые способы регулирования воздушных насосов (как, например, для многоступенчатых насосов) выпуском наружу части сжатого воздуха после ступени низкого давления или вообще выпуском наружу части нагнетаемого воздуха и др. ввиду того, что практического применения эти способы регулирования почти не получили, за исключением случая регулирования центробежных насосов с целью предотвращения пульсаций и насоса типа Рут.

К разделу регулирования могут быть отнесены (в известной мере условно) разделы, касающиеся, так сказать, механического регулирования хода машины (маховик) и регулирования давления после выхода из насоса (резервуары, нагнетательные баллоны и т. п.) В связи с этим мы вкратце коснемся здесь вопросов о выборе размера маховика для поршневых воздушных насосов и размеров нагнетательного резервуара, имеющего целью смягчать колебания давления в нагнетательном трубопроводе, возникающие вследствие неравномерной подачи насосом (в основном поршневым) воздуха в сеть.



Фиг. 205.

III. МАХОВИКИ

Маховики требуются для поршневых насосов, как кривошипно-шатунных механизмов с целью регулирования их хода на протяжении оборота. Хотя вопрос регулирования хода машин с помощью маховиков, вообще говоря, теоретически хорошо разработан, в применении к поршневым воздушным насосам он не имеет достаточно проверенных данных по выбору основных коэффициентов.

Основная формула для расчета маховиков любого кривошипно-шатунного механизма имеет вид:

$$G_{обод} D_{цт}^2 = C \frac{N_i}{n^2 \delta}, \quad (213)$$

где $G_{обод} D_{цт}^2$ — маховой момент,

$G_{обод}$ — вес обода маховика в килограммах,

$D_{цт}$ — диаметр центра тяжести сечения обода в метрах,

N_i — индикаторная мощность, забираемая механизмом в л. с.,

n — число оборотов в минуту,

δ — степень неравномерности, представляющая собой отношение разности максимальной и минимальной угловой скорости

к средней угловой скорости, т. е. $\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}$,

C — постоянный коэффициент.

Величина этого постоянного коэффициента, зависящая от максимального мгновенного избытка или недостатка работы, т. е. являющаяся следствием конечной длины кривошипно-шатунного механизма, недостаточно изучена.¹

Если построить график тангенциальных сил, действующих на кривошип, и путем планиметрирования найти величину указанной выше избыточной или недостаточной работы L , то, найдем эту величину

$$L = \alpha L_0 - \alpha \frac{N_i 60 \cdot 75}{n} = C \cdot N_i,$$

где α — коэффициент, учитывающий недостаток или избыток работы, и, подставив ее в формулу (213) для подсчета $G_{обод} D_{цт}^2$, можно затем подобрать и самые геометрические размеры обода. Незнученность коэффициента C или α может быть объяснена тем, что раньше вопрос о размерах маховиков для машин-орудий вообще не стоял остро; так как к ним не предъявлялись такие требования в отношении веса, как в настоящее время. Кроме того, привод этих механизмов осуществляется от первичных двигателей, которые сами являлись кривошипно-шатунным механизмом и требовали независимо от соединения с ними насоса применения маховика.

Последнее имеет место еще и сейчас для насосов, приводимых в движение от самих обслуживаемых двигателей (дизеля, газовые машины и т. п.). В случае привода насоса от электромотора маховой момент обычно создается в достаточной мере самой электрической частью. Таким образом величина маховика часто определяется не расчетом на потребный маховой момент, а конструктивными соображениями: размерами электромотора, при ременном приводе — размером шкива, который в таких случаях обычно совмещается с маховиком.

Следовательно, актуальным расчет маховиков является для воздушных поршневых насосов лишь в отдельных случаях. Ниже мы коротко остановимся на некоторых данных, позволяющих ориентироваться в вопросах выбора махового момента, если в этом возникнет нужда.

Степень неравномерности для поршневого воздушного насоса достаточна в пределах $\delta = \frac{1}{35} \div \frac{1}{50}$. Практически δ из указанных выше конструктивных соображений получается обычно больше и достигает величины порядка $\frac{1}{100} \div \frac{1}{150}$; коэффициент в формуле (213) можно принять равным

$C = \alpha \cdot 16\,200\,000$, где α — указанный выше коэффициент при L_0 , определяющий недостающую или избыточную максимальную работу. Эта величина имеет примерно значения: $\alpha = 0,15 \div 0,35$, где нижний предел относится к насосам низкого давления, а верхний — к насосам высокого давления.

Таким образом коэффициент C в формуле (213) может быть принят равным

$$C \approx 2,5 \cdot 10^6 \div 5,5 \cdot 10^6.$$

IV. НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ

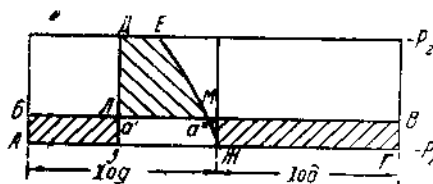
Воздух поступает в нагнетательный патрубок не сплошным потоком, а толчками, что вызывает изменение давления нагнетания таким образом, что оно то падает, то возрастает. Таким образом в нагнетательном патрубке имеются в течение всего времени работы насоса колебания. Величина этих колебаний, понятно весьма различна. В одноцилиндровом поршневом насосе простого действия величина этих колебаний может достигать весьма значительной величины, оказывающей влияние на механизмы, потребляющие воздух, а в центробежном насосе или насосе типа Целлер с большим числом лопаток эти колебания настолько незначительны, что ими можно пренебречь.

¹ См. подробнее об этом: Гариберг, Поршневые компрессоры, глава IV, § 12.

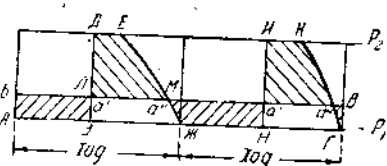
Однако резервуар на нагнетательной магистрали имеет еще одно значение, которое не исключает применение его даже и в таких машинах, как центробежные воздушные насосы, которые дают высокую степень постоянства потока. Дело в том, что в сжатом воздухе в большей или меньшей мере содержатся влага и масло. Сжатый воздух впервые по выходе из насоса временно приходит в состояние относительного покоя в резервуаре, и поэтому здесь и происходит выделение из него более тяжелых частиц масла, а в связи с некоторым охлаждением его — и влаги. Для многоступенчатых машин с промежуточным охлаждением это не играет большой роли, так как влага выделяется в промежуточных холодильниках, но для машин без охлаждения это имеет довольно существенное значение. Поэтому, несмотря на достаточную равномерность подачи воздуха центробежными и ротативными насосами с большим числом лопаток, и для них рекомендуется устанавливать резервуары на нагнетательной линии (если это возможно по условиям установки).

Для насосов двигателей внутреннего сгорания следует еще учесть то обстоятельство, что забор воздуха из сети также может происходить неравномерно, например для трехцилиндровой машины — тремя толчками и т. п.

Характер подачи при поршневых насосах ясно виден из фиг. 206 и 207, из которых первая дает характер подачи одноцилиндровым насосом простого действия, вторая то же — насосом двойного действия.



Фиг. 206.



Фиг. 207.

Если установить понятие „степень неравномерности для резервуара“ и принять при этом, что при постоянной температуре в резервуаре

$$\delta_{рез} = \frac{P_{2 \text{ макс}} - P_{2 \text{ мин}}}{\frac{P_{2 \text{ макс}} + P_{2 \text{ мин}}}{2}}$$

т. е. эта степень равна отношению максимальной разности давлений к среднему давлению, то становится ясно, что для насоса, работающего в соответствии с диаграммой фиг. 205, $\delta_{рез}$ получается по абсолютной величине большим, чем для насоса, работающего по диаграмме фиг. 206. Величина $\delta_{рез}$ выбирается в пределах:

$$\delta_{рез} = \frac{1}{50} \div \frac{1}{100} = 2,0 \div 1,0\%$$

Проф. Герман для насосов низкого давления рекомендует брать величины $\delta_{рез}$ при малых производительностях в значительно меньших пределах. Так, для производительности до 6 м³/мин и давлений до 5 ат им указываются величины:

$$\delta_{рез} \geq 0,2 \div 0,3\%$$

Однако для двигателей внутреннего сгорания даже такие величины неупотребительны, ибо габаритные размеры обычно не позволяют сделать резервуары (например, для продувочного воздуха) таких размеров, каких требовало бы обеспечение указанного выше $\delta_{рез}$. Можно указать следующую практическую зависимость для судовых двухтактных дизелей: объем резервуара равен объему всех рабочих цилиндров

$$V_{рез} = i V_h \quad (214)$$

Для форсуночных баллонов установилась практика, по которой объем их делается примерно в 0,50 — 0,65 л на 1 л. с. в небольших установках и до 0,2 л на 1 л. с. — в крупных.

Для стационарных установок можно вообще рекомендовать следующие практические формулы:

$$V_{рез} = \sqrt[3]{5 \text{ объемов всасываемого воздуха в м}^3/\text{мин}} \quad (215)$$

для небольших установок,

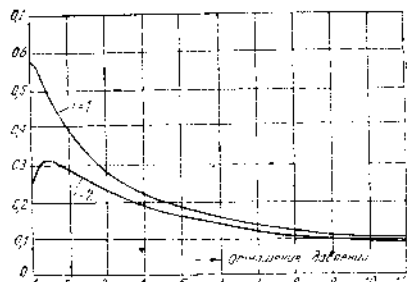
$$V_{рез} = \sqrt[3]{\text{объем всасываемого воздуха в м}^3/\text{час}} \quad (215')$$

для крупных установок и

$$V_{рез} = \frac{1}{6} + \frac{1}{10} \sqrt[3]{10 \text{ объемов всасываемого воздуха в м}^3/\text{мин}} \quad (215'')$$

для перевозных установок.

Для более точных расчетов можно пользоваться кривой, показанной на фиг. 208 (по Гиршу), где по оси ординат отложены отношения $\frac{\Delta V_{под}}{V_h}$, а по оси



Фиг. 208.

абсцисс — отношения давлений $\frac{P_{кон}}{P_{под}}$. Найдя из этого графика для данного отношения величину $\alpha = \frac{V_{под}}{V_h}$, где V_h — объем цилиндра насоса, можно из уравнения

$$V_{рез} = V_h \frac{\alpha}{\delta_{рез}} \quad (216)$$

найти величину $V_{рез}$ в зависимости от потребной величины $\delta_{рез}$.¹

Все приведенные выше данные могут быть отнесены к поршневым насосам простого и двойного действия, к насосам типа Рут, и типа Пауэрплюс с числом лопаток до четырех. Насосы центробежные и типа Целлер требуют минимальных резервуаров, которые смогли бы обеспечить выделение из воздуха влаги и масла.

Нужно иметь в виду, что нормы на величину резервуаров для двигателей внутреннего сгорания, как уже говорилось, не укладываются в приведенные формулы и величину $\delta_{рез}$. В этих машинах, например, при продувке, часто в качестве резервуаров используют полости в станинах двигателей и т. п., а в таких случаях вопрос решается соотношением конструктивных размеров. Помимо того характер расхода воздуха в двигателях внутреннего сгорания пульсирующий, что не учитывается в приведенных выше формулах.

¹ Теоретический вывод этой формулы см. Гиршберг, Поршневые компрессоры; раздел 14, стр. 124; и проф. Герман, Горная механика, вып. 2 — Поршневые машины, изд. 1934 г., стр. 156, § 34.

ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Значение охлаждения воздуха между ступенями давления для сжатия до высоких давлений было указано при рассмотрении вопроса о многоступенчатом сжатии. Здесь мы вкратце рассмотрим конструкции холодильников, способ расчета их поверхности и некоторые теоретические соображения, положенные в основу конструкций и расчетов.

I. РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНИКА

Рассчитать холодильник значит определить поверхность его, отдающую тепло, и количество жидкости, потребной для охлаждения (если охлаждение жидкостное, ибо возможно и воздушное охлаждение, хотя оно весьма неэффективно).

Количество тепла, подлежащее отводу от воздуха в холодильнике и содержащееся в нем в виде явного тепла, может быть определено по формуле:

$$Q_{\text{возд}} = c_p (t_{\text{пром}} - t_z) G_{\text{час}}, \quad (217)$$

где $Q_{\text{возд}}$ — количество теплоты, подлежащее отводу в кал/час;

c_p — теплоемкость воздуха при давлении в холодильнике (потерей давления на трение в трубках пренебрегаем);

$t_{\text{пром}}$ — температура воздуха, входящего в холодильник;

t_z — температура воздуха, выходящего из холодильника;

$G_{\text{час}}$ — количество воздуха, проходящее в час через холодильник.

Как уже указывалось, в холодильнике имеет место конденсация паров воды, содержащихся в воздухе. При этой конденсации выделяется скрытое тепло парообразования, которое также должно быть отведено из холодильника.

Для определения количества этой теплоты $Q_{\text{конд}}$ нужно определить количество выделяющейся из воздуха в холодильнике влаги. Для этого нужно знать состояние воздуха при входе и выходе из данной ступени сжатия и выходе из холодильника. Примем такие обозначения:

$p_{\text{всас}} = p_{\text{и}}$ — общее давление воздуха при входе в насос в *ата* (пренебрегая потерями при всасывании);

$p_{\text{всас, парц, возд}}$ — парциальное давление воздуха в *ата* при всасывании;

$p_{\text{всас, парц, пар}}$ — парциальное давление пара в *ата* при всасывании;

$V_{\text{всас}}$ — объем всасываемого воздуха;

$\chi_{\text{всас}}$ — относительная влажность всасываемого воздуха в процентах;

$t_{\text{всас}}$ и $T_{\text{всас}}$ — температура всасываемого воздуха;

$\gamma_{\text{всас, насыщ}}$ — количество влаги, могущее содержаться во всасываемом воздухе при состоянии насыщения;

V_z — объем воздуха, выходящего из холодильника;

$p_{\text{пром}}$ — давление воздуха по выходе из ступени давления в *ат раб.*;

p_z парц, возд — парциальное давление воздуха по выходе из холодильника в *ата*;

p_z парц, пар — парциальное давление пара по выходе из холодильника в *ата*;

γ_z насыщ — количество влаги, содержащееся в воздухе, выходящем из холодильника при состоянии насыщения;

$t_{\text{пром}}$ и $T_{\text{пром}}$ — температура воздуха, выходящего из ступени давления (и, следовательно, температура входящего в холодильник воздуха),

t_z и T_z — температура воздуха, выходящего из холодильника.

Имеем общее количество влаги, поступившей в насос вместе с сжимаемым воздухом:

$$G_{\text{вх. вод}} = V_{\text{всас}} x_{\text{всас}} \gamma_{\text{всас. насыщ.}} \quad (218)$$

Парциальное давление воздуха, всасываемого в насос, можно найти из выражения:

$$P_{\text{всас. парц. возд}} = P_{\text{всас}} - P_{\text{всас. парц. пар.}} \quad (219)$$

Парциальное давление воздуха, выходящего из холодильника (пренебрегая потерями давления в последнем), можно найти из выражения:

$$P_{z \text{ парц. возд}} = P_{\text{всас}} - P_{\text{прим}} - P_{\text{парц. пара.}} \quad (220)$$

Тогда объем воздуха, выходящего из холодильника, будет:

$$V_z = V_{\text{всас}} \frac{P_{\text{всас. парц. возд}} T_z}{P_{z \text{ парц. возд}} T_{\text{всас}}} \quad (221)$$

и содержание влаги в этом воздухе будет:

$$G_{z \text{ вод}} = V_z \gamma_{z \text{ насыщ.}} \quad (222)$$

Тогда на основании формул (218) и (222) количество влаги, выделившейся в холодильнике, составит:

$$G_{\text{вод}} = G_{\text{вх. вод}} - G_{z \text{ вод}} = V_{\text{всас}} x_{\text{всас}} \gamma_{\text{всас. насыщ.}} - V_z \gamma_{z \text{ насыщ.}} \quad (223)$$

При температуре входа воздуха в холодильник $t_{\text{пром}}$ в содержащемся в нем паре имеется тепло $i_{\text{пром}}$, а при выходе из холодильника при температуре t_z имеется тепло i_z . Тогда теплота, отданная в холодильник при конденсации, может быть найдена как

$$Q_{\text{пар}} = G_{\text{вх. вод}} i_{\text{пром}} - G_{z \text{ вод}} i_z \quad (224)$$

Наконец, в холодильнике останется некоторое количество теплоты в осевшем в нем конденсате. Эта теплота, очевидно, может быть найдена из выражения:

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{вод}} \cdot t_z \quad (225)$$

На основании формул (217), (224) и (225) можно составить выражение для полного количества тепла, подлежащего отводу в холодильнике:

$$Q = Q_{\text{возд}} + Q_{\text{пар}} - Q_{\text{конд}} \quad (226)$$

Следует заметить, что последним членом этого выражения ввиду относительной незначительности его можно пренебречь.

Часто также, вместо подсчета члена $Q_{\text{пар}}$, находят поверхность охлаждения, исходя только из величины $Q_{\text{возд}}$, но затем увеличивают полученную поверхность на $10 \div 16\%$.

Величина относительной влажности воздуха, входящая в вышеприведенный подсчет, определяется обычным путем по гигрометру. Величины γ — количества влаги, содержащейся в воздухе, и пара при определенной температуре воздуха — могут быть определены или из таблиц для насыщенного сухого пара (см. приложение), или из графика (по Гинцу) фиг. 209, для пользования которым не требуется никаких специальных пояснений.

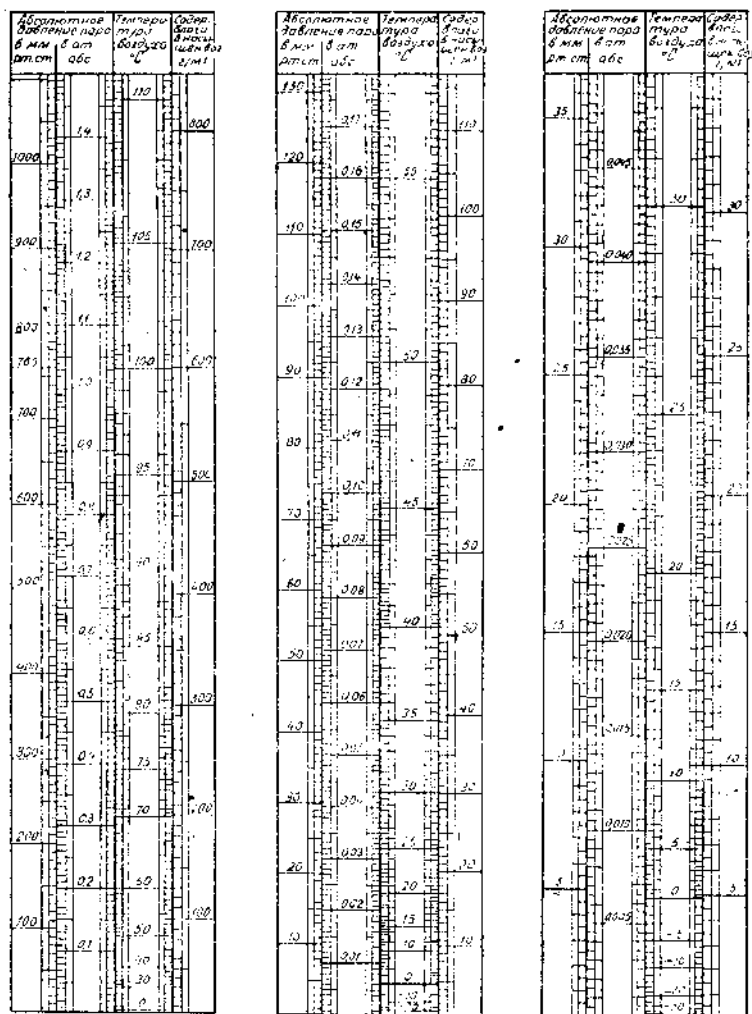
Пример 35. Определить количество теплоты, подлежащей отводу в промежуточном между I и II ступенями давления холодильнике трехступенчатого воздушного насоса с производительностью 875 м³/час. Воздух имеет влажность 70%. Температура, при которой

всасывается воздух $t_{всас} = 25^\circ\text{C}$, а давление $P_{всас} = 0,993 \text{ кг/см}^2$. Воздух в холодильнике должен быть охлажден от $t_{прот} = 127^\circ\text{C}$ до $t_2 = 42^\circ\text{C}$. Давление выхода из ступени низкого давления $P_{прот} = 3,7 \text{ кг/см}^2$.

По фиг. 208 для $t_{всас} = 25^\circ\text{C}$ — $\gamma_{всас, насыщ} = 22,8 \text{ г/м}^3$. $P_{всас, парц. пар} = 0,032 \text{ кг/см}^2$, а для $t_2 = 42^\circ\text{C}$ — $\gamma_{насыщ} = 56,3 \text{ г/м}^3$ и $P_{парц. пар} = 0,083 \text{ кг/см}^2$; тогда имеем по формулам (219) и (220):

$$P_{всас, парц. возд} = 0,993 - 0,7 \cdot 0,032 = 0,9706 \text{ кг/см}^2,$$

$$P_{парц. возд} = 0,993 - 3,7 - 0,083 = 4,61 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 209.

Теперь находим объем выходящего из холодильника воздуха (по формуле 221):

$$\begin{aligned} V_z &= V_{всас} \frac{P_{всас, парц. возд} \cdot (273 + t_2)}{P_{з, парц. возд} \cdot (273 + t_{всас})} = \\ &= 875 \cdot \frac{0,9706}{4,61} \cdot \frac{273 + 42}{273 + 25} = 194,5 \text{ м}^3/\text{ас}. \end{aligned}$$

И, наконец, определим количество воды, выделяющейся в холодильнике:

$$\begin{aligned} G_{вод} &= V_{всас} \gamma_{всас, насыщ} - V_z \gamma_{з, насыщ} = 875 \cdot 0,7 \cdot 22,8 - 194,5 \cdot 56,3 = \\ &= 13960 - 10940 = 3020 \text{ г/час} = 3,02 \text{ кг/час}. \end{aligned}$$

этого количества влаги.

$$\text{при } t_{\text{про.м}} = 127^{\circ}\text{C} \quad i_{\text{про.м}} = 649,9;$$

$$\text{при } t_z = 42^{\circ}\text{C} \quad i_z = 614,1,$$

по таблицам для пара. Тогда по формуле (224) и из вышеприведенного подсчета находим:

$$\begin{aligned} Q_{\text{пар}} &= G_{\text{вх. возд}} \cdot i_{\text{про.м}} - G_{z \text{ вод}} i_z = \\ &= 13,96 \cdot 649,9 - 10,94 \cdot 614,1 = 9075 - 6725 = 2350 \text{ кал/час.} \end{aligned}$$

По формуле (225) находим:

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{вод}} \cdot t_z = 3,02 \cdot 30 = 90,6 \text{ кал/час.}$$

Наконец, по формуле (217) принимая $c_p \cong 0,238$. Тогда

$$Q_{\text{возд}} = c_0 (t_{\text{про.м}} - t_z) G_{\text{час}} = 0,238 (127 - 42) 1050 = 21300 \text{ кал,}$$

где!

$$G_{\text{час}} = \gamma_{\text{всас}} V_{\text{всас}} \cong 875 \cdot 1,2 = 1050 \text{ кг/час.}$$

Получаем тогда общее количество тепла, подлежащее отводу в холодильнике по формуле (226):

$$Q = Q_{\text{возд}} + Q_{\text{пар}} - Q_{\text{конд}} = 21300 - 2350 - 90,6 = 23559,4 \text{ кал/час.}$$

Как видим,

$$Q_{\text{пар}} = 11\% \text{ от } Q_{\text{возд}},$$

а

$$Q_{\text{конд}} = 0,42\% \text{ от } Q_{\text{возд}},$$

т. е. приведенные выше указания о ничтожной величине $Q_{\text{конд}}$ (меньше полупроцента) и о возможности замены подсчета $Q_{\text{пар}}$ увеличением $Q_{\text{возд}}$ на 10—16% в данном случае целиком себя оправдывают.

Теперь переходим к подсчету прочих величин для холодильников.

Прежде всего отметим, что в случае охлаждения водой имеет место равенство:

$$Q = \psi W (t_{w \text{ вх}} - t_{w \text{ вы}}). \quad (227')$$

Здесь: Q — количество тепла, полученное по формуле (226);

W — количество воды, необходимое для восприятия этой теплоты при перепаде температур воды ($t_{w \text{ вх}} - t_{w \text{ вы}}$), где $t_{w \text{ вх}}$ — температура входящей, $t_{w \text{ вы}}$ — температура выходящей воды;

ψ — коэффициент, учитывающий отдачу тепла холодильником в окружающую среду (теплоизлучение).

Этот коэффициент немного меньше 1, но точно определить его величину весьма затруднительно, почему в расчетах его обычно принимают равным единице. Тогда ф-ла (227') приобретает вид:

$$Q = W (t_{w \text{ вх}} - t_{w \text{ вы}}), \quad (227)$$

в котором и служит для определения количества потребной воды.

Перепад температур берется обычно в пределах 10—15° и так, чтобы $t_{w \text{ вх}}$ было порядка 40°С.

В среднем можно считать, что расход воды на охлаждение воздуха в двухступенчатом насосе составляет от 3,5 до 5 л на м³ засасываемого воздуха.

Переходим к определению потребной поверхности холодильника. Оно может быть выполнено по формуле:

$$H = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (228)$$

Q — количество тепла по формуле (226),

k — коэффициент теплопередачи и

Δt_{cp} — средняя разность температур воды и воздуха в холодильнике.

Холодильник может быть устроен так, чтобы вода и воздух шли в нем параллельно, или противоположно или смешанным потоком. При всех трех схемах холодильников величина средней разности температур воды и воздуха в холодильнике Δt_{cp} имеет разные значения.

В случае параллельных токов воды и воздуха средняя разность указанных выше температур может быть найдена так:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{s_1} - t_{w_1}) - (t_{s_2} - t_{w_2})}{2,3 \lg \frac{t_{s_1} - t_{w_1}}{t_{s_2} - t_{w_2}}} \quad (227)$$

где t_{s_1} — температура входящего в холодильник воздуха,

t_{w_1} — входящей в холодильник воды,

t_{s_2} — температура выходящего из холодильника воздуха,

t_{w_2} — выходящей из холодильника воды.

В случае противотока имеем:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{s_1} - t_{w_2}) - (t_{s_2} - t_{w_1})}{2,3 \lg \frac{t_{s_1} - t_{w_2}}{t_{s_2} - t_{w_1}}} \quad (228)$$

При противотоке поверхность холодильника может быть сделана меньше, чем при параллельном потоке.

Если учесть, что у места выхода воздуха из холодильника разность температур обычно меньше, чем у места входа, то можно обозначить через:

$\Delta t_{больш}$ — разность температур у места входа воздуха в холодильник,

$\Delta t_{меньш}$ — разность температур у места выхода воздуха из холодильника.

Заметим, что это обозначение независимо от характера потоков (параллельные или противоположные), и тогда

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{больш} - \Delta t_{меньш}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{больш}}{\Delta t_{меньш}}} = \frac{\Delta t_{вх. возд} - \Delta t_{вых. возд}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{вх. возд}}{\Delta t_{вых. возд}}} \quad (229)$$

Формулы (227) и (228) полностью соответствуют этому обозначению.

Для облегчения подсчетов можно пользоваться формулой по Греберу.¹

$$\Delta t_{cp} = \frac{1 - \frac{\Delta t_{меньш}}{\Delta t_{больш}}}{\ln \frac{\Delta t_{больш}}{\Delta t_{меньш}}} \quad (229')$$

Зависимость $\frac{\Delta t_{меньш}}{\Delta t_{больш}}$ от $\frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{больш}}$ дана в таблице XXXI по Гаусбранту.

Нужно отметить, что все эти формулы дают приближенные значения средней разности температур.

Для случая смешанного потока специальных формул нет и можно подсчитывать разность как

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{s_1} + t_{s_2}}{2} - \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} \quad (230)$$

¹ Гребер, Введение в теорию теплопередачи, Гостехиздат, 1929, стр. 129 (ф-ла 104);

Таблица XXXI

$\frac{\Delta t_{\text{меньш}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$	$\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$	$\frac{\Delta t_{\text{меньш}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$	$\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$	$\frac{\Delta t_{\text{меньш}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$	$\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{больш}}}$
0,01	0,22	0,12	0,42	0,50	0,72
0,02	0,25	0,14	0,44	0,55	0,76
0,03	0,28	0,16	0,46	0,60	0,79
0,04	0,30	0,18	0,48	0,65	0,82
0,05	0,32	0,20	0,50	0,70	0,84
0,06	0,34	0,25	0,54	0,75	0,87
0,07	0,35	0,30	0,58	0,80	0,90
0,08	0,37	0,35	0,62	0,85	0,92
0,09	0,38	0,40	0,66	0,90	0,95
0,10	0,39	0,45	0,69	0,95	0,98

Пример 36. Подсчитать среднюю разность температур в холодильнике при противотоке и параллельном токе при температурах воздуха: $t_g = 127^\circ$, $t_{a_2} = 42^\circ$ и температурах воды: $t_{w_1} = 15^\circ$, $t_{w_2} = 30^\circ$.

Имеем по формуле (227) для параллельного потока

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_g - t_{w_1}) - (t_{a_2} - t_{w_2})}{2,3 \lg \frac{t_g - t_{w_1}}{t_{a_2} - t_{w_2}}} = \frac{(127 - 15) - (42 - 30)}{2,3 \lg \frac{127 - 15}{42 - 30}} = 44,5^\circ.$$

По формуле (229) получим в этом случае:

$$\frac{\Delta t_{\text{меньш}}}{\Delta t_{\text{больш}}} = \frac{42 - 30}{127 - 15} = \frac{12}{112} = 0,107 \approx 0,11.$$

Этому соответствует по таблице XXXI $\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{больш}}} \approx 0,40$ и тогда $\Delta t_{\text{ср}} = 112 \cdot 0,40 = 44,8$; ошибка, как видим, не превышает 2%.

В случае противотока имеем по формуле (228):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_{a_1} - t_{w_2}) - (t_{g_1} - t_{w_1})}{2,3 \lg \frac{t_{a_1} - t_{w_2}}{t_{g_1} - t_{w_1}}} = \frac{(127 - 30) - (42 - 15)}{2,3 \lg \frac{127 - 30}{42 - 15}} = 54^\circ 5'.$$

По формуле (229') получим для этого случая:

$$\frac{\Delta t_{\text{меньш}}}{\Delta t_{\text{больш}}} = \frac{42 - 15}{127 - 30} = \frac{28}{97} = 0,286 \approx 0,29$$

и тогда по таблице XXXI находим $\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{больш}}} \approx 0,572$; следовательно,

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{больш}} \cdot 0,572 = 97 \cdot 0,572 = 55,4^\circ \text{С}.$$

Далее, для определения поверхности охлаждения необходимо знать величину коэффициента теплопередачи. Последний определяется по общеизвестной формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \text{ ккал/м}^2 \cdot ^\circ\text{С час}, \quad (231)$$

где α_1 — коэффициент теплопередачи от воздуха стенке,

α_2 — коэффициент теплопередачи от стенки воде или воздуху,

δ — толщина стенки,

λ — коэффициент теплопередачи стенки.

Обычно передача тепла происходит через тонкие стенки трубки. В этом случае имеем:

$$k_R = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн} D_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_{нар}}{D_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{нар} D_{нар}}} \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С час},$$

где $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплопередачи изнутри трубы стенке,

$D_{вн}$ — внутренний диаметр трубы,

$\alpha_{нар}$ — то же, что и $\alpha_{вн}$ на внешней поверхности трубы,

$D_{нар}$ — наружный диаметр трубы.

На коэффициент теплопередачи влияют: физические свойства жидкости, скорость течения, свойства поверхности охлаждения в отношении чистоты и шероховатости, абсолютные величины температуры, характер течения (вдоль, поперек) и пр. Все это характеризует сложность подсчета коэффициента теплопередачи, тем более, что (например в поршневых насосах) подача воздуха происходит не непрерывно, а толчками.

В связи с изложенным говорить о сколько-нибудь точном определении величины k не приходится и ее можно принять с упрощающими подсчет допущениями, а именно пренебрегая в формуле (231) членом $\frac{\delta}{k}$, так как он изменяет величину k не более, чем на 3%. Тогда для подсчета k имеем формулу:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{\alpha_{вн} \alpha_{нар}}{\alpha_{вн} + \alpha_{нар}} \quad (231')$$

В этой формуле для холодильников, охлаждаемых водой, считают α_1 и α_2 (или $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{нар}$) в зависимости от того, где протекает воздух и где вода. Можно различать две схемы: 1) по трубкам идет вода, а снаружи — воздух и эта схема применяется при низком давлении и 2) по трубкам идет воздух, а снаружи вода.

Во втором случае можно пользоваться формулами по Джоулю:

$$\alpha_{вн} = 2 + 10 \sqrt{w_{возд}}; \quad (232)$$

$$\alpha_{нар} = 300 + 1800 \sqrt{w_{вод}}, \quad (233)$$

где $w_{возд}$ и $w_{вод}$ — скорости протекания соответственно воздуха и воды.

В случае, если по трубкам течет вода, а воздух — снаружи, существует ряд более сложных формул, например, по Нуссельту:

$$\alpha_{нар} = 18,1 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w_{вод} d \cdot \gamma \cdot c_p}{\lambda} \right)^{0,8},$$

где $w_{вод}$ — скорость охлаждающей воды,

d — диаметр трубы в м,

c_p — теплоемкость при постоянном давлении,

γ — удельный вес,

λ — теплопроводность = $\lambda_0 (1 + \alpha t)$.

Существует еще ряд других формул, имеющих не менее сложный вид, чем приведенная. Нужно сказать, что применение всех таких формул может быть обосновано лишь специальным изучением применительно к каждому отдельному случаю.¹

¹ См. по этому вопросу специальные курсы теплопередачи Ген Боша, Гребера и др.

поверхность холодильника и распределить ее в виде плоских поверхностей или труб применительно к намечаемой конструкции. При расположении поверхности в пучках труб можно исходить из следующих величин допустимых скоростей воды и воздуха: $w_{возд}$ — порядка 20—25 м/сек, $w_{вод}$ — порядка 0,01 ÷ 0,1 м/сек; скорость воды может быть взята и до 2 м/сек, однако это нежелательно. При таких величинах $w_{возд}$ и $w_{вод}$ можно принять $k = 48 \div 50$.

Действительно, введя приведенные значения w в формулы для α , получим:

$$\alpha_{вн} = 2 + 10 \sqrt{w_{возд}} = 2 + 10 \sqrt{20 \div 25} \cong 47 \div 52;$$

$$\alpha_{нар} = 300 + 1800 \sqrt{w_{вод}} = 300 + 1800 \sqrt{0,01 \div 0,1} \cong 480 \div 869,$$

что дает:

$$k = \frac{(47 \div 52)(480 \div 869)}{(47 \div 52) + (480 \div 869)} = 43 \div 49 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C час.}$$

Трубки обычно выбираются с толщиной стенки порядка 1—2 мм, а диаметр подбирается таким образом, чтобы достичь указанной выше скорости.

Все остальные величины в холодильнике, — число трубок, диаметр боченка и пр. — определяются простыми соображениями и подсчетами, не требующими специальных указаний.

Следует еще упомянуть, что в трубках холодильников при прохождении через них воздуха имеет место потеря давления.

Величина потери давления может быть ориентировочно подсчитана по формуле:

$$\Delta p = \beta \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} w_{возд}^2 \text{ кг/м}^2, \quad (234)$$

где Δp — потеря давления в мм вод. ст. или $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

γ — удельный вес воздуха в кг/м^3 ,

l — длина трубы в м,

d — диаметр трубы в мм,

$w_{возд}$ — скорость воздуха в м/сек,

β — коэффициент $\cong 6,02 \cdot d^{0,269} (\gamma \cdot w_{возд})^{-0,148}$.

Кроме того имеются еще потери давления при входе и выходе. Обычно в виду незначительной величины Δp ею пренебрегают.

Пример 37. Подсчитать размеры холодильника по данным, приведенным в примерах 35 и 36.

Имеем $Q = 23\,559 \text{ кал/час}$. В случае противотока $\Delta t_{cp} \cong 55^\circ \text{C}$. Тогда по ф-ле (288), выбирая $k = 45$,

$$H = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{23\,559}{45 \cdot 55} = 9,5 \text{ м}^2.$$

Потребное количество воды можно найти из ф-лы (227):

$$W = \frac{Q}{t_{внх} - t_{вых}} = \frac{23\,559}{30 - 15} = 1560 \text{ м}^3 \text{ час.}$$

Воздух направим в данном холодильнике по трубкам. Тогда их сечение будет равно (не вполне точно, ибо V_z относится к выходу из холодильника):

$$F_{тр} = \frac{V_z}{w_{возд}} = \frac{194,5}{25 \cdot 3600} = 0,00216 \text{ м}^2.$$

Если внутренний диаметр трубок примем в 25 мм, то потребное число их будет найдено следующим образом:

$$Z = \frac{0,00216}{\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}} = \frac{0,0216}{0,000491} = 49;$$

считаем 50 трубок. Эти трубки по внутреннему диаметру образуют охлаждающую поверхность, и тогда длина, потребная для создания необходимой поверхности холодильника, будет:

$$l = \frac{H}{Z \cdot \pi \cdot D} = \frac{9,5}{50 \cdot 3,14 \cdot 0,025} = 2,42 \approx 2,5 \text{ м.}$$

Нужно иметь в виду, что подобный холодильник может быть применен лишь для стационарных воздушных насосов, где вес и место не ограничены. Для транспортных насосов холодильники делаются значительно более напряженными. Так, проф. Синеутский рекомендует для воздушных поршневых насосов дизелей (для распыла горючего) следующие величины поверхности холодильников.

1) при двухступенчатых насосах:

холодильник низкого давления $F = 0,023 \div 0,015 \text{ м}^2/\text{л/сек}$ засасываемого воздуха,

холодильник высокого давления $F = 0,0087 \div 0,0032 \text{ м}^2/\text{л/сек}$ засасываемого воздуха; причем скорости берутся до 40 м/сек в холодильниках низкого давления и до 30 м/сек — в холодильниках высокого давления;

2) При трехступенчатых насосах:

холодильник низкого давления $F = 0,023 \div 0,015 \text{ м}^2/\text{л/сек}$ засасываемого воздуха,

холодильник среднего давления $F = 0,007 \div 0,008 \text{ м}^2/\text{л/се}$ засасываемого воздуха,

холодильник высокого давления $F = 0,0072 \div 0,0024 \text{ м}^2/\text{л/сек}$ засасываемого воздуха.

Холодильники для авиационных нагнетателей делаются еще более напряженными и часто не с водяным, а воздушным охлаждением.

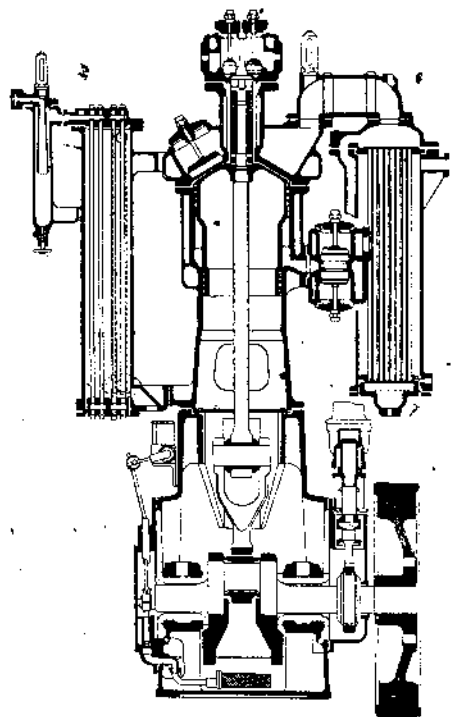
II. КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Холодильники для воздушных насосов двигателей внутреннего сгорания должны быть весьма компактны. Поэтому их выполняют напряженными в смысле количеств тепла, передаваемых в них с 1 м² поверхности.

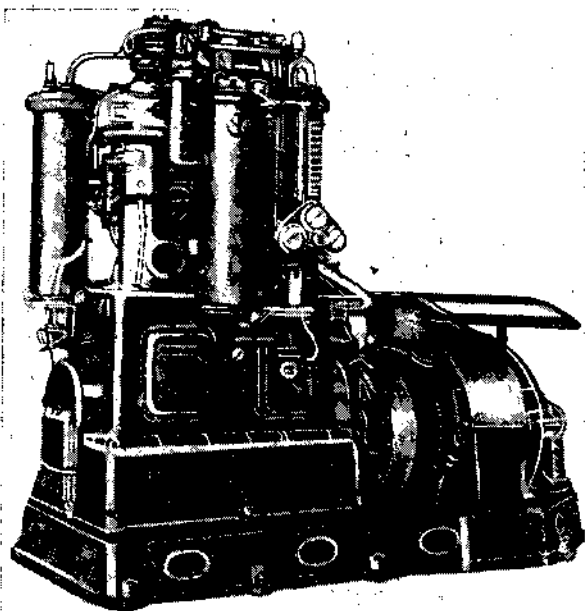
В зависимости от рода насоса, к которому присоединены холодильники, в них должны быть устройства для выделения масла из охлаждаемого воздуха и сбора конденсата.

Холодильники применяются в основном для охлаждения воздуха, идущего на распыл топлива и в отдельных случаях — для охлаждения воздуха для наддува двигателя.

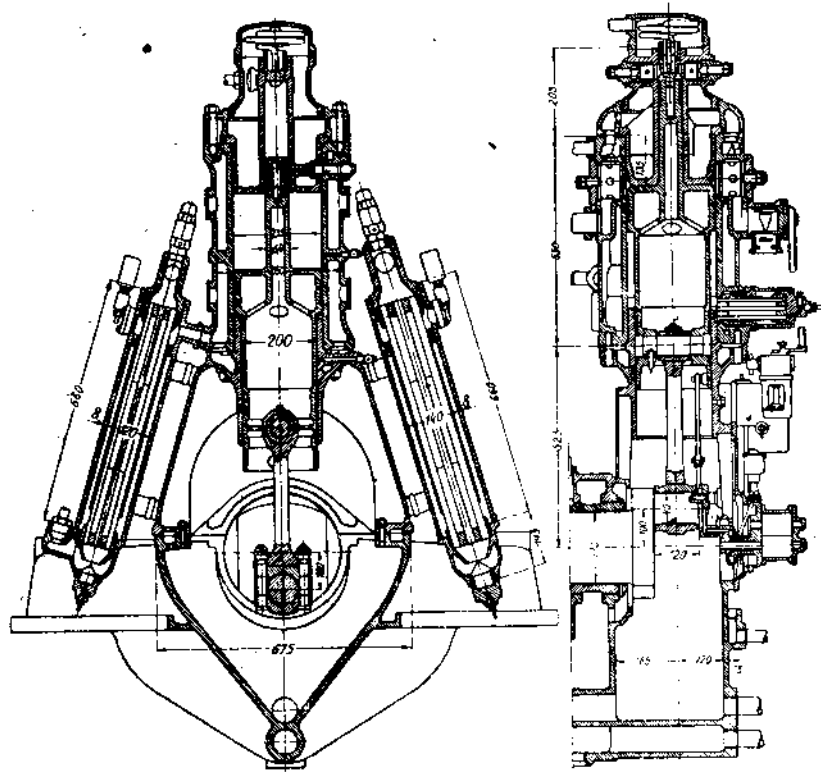
Для пусковых и продувочных насосов обычно холодильников не делают, так как нагрев воздуха в насосе при сравнительно небольшом повышении давления невелик и, кроме того, воздух обычно



Фиг. 210.



Фиг. 211.

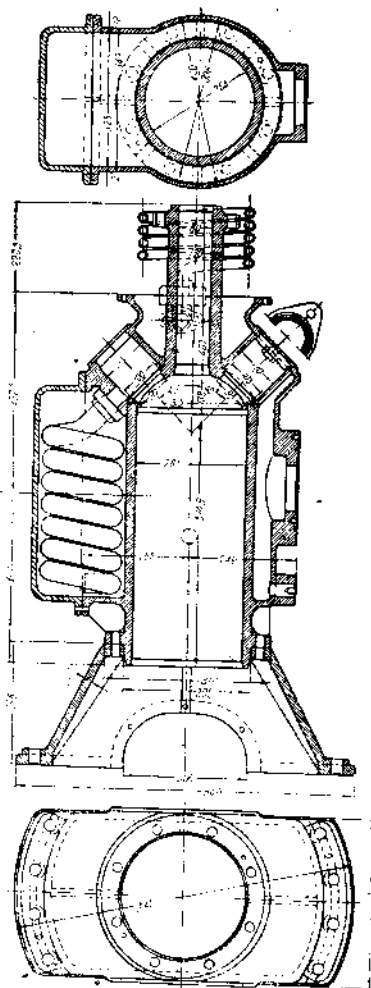


Фиг. 212.

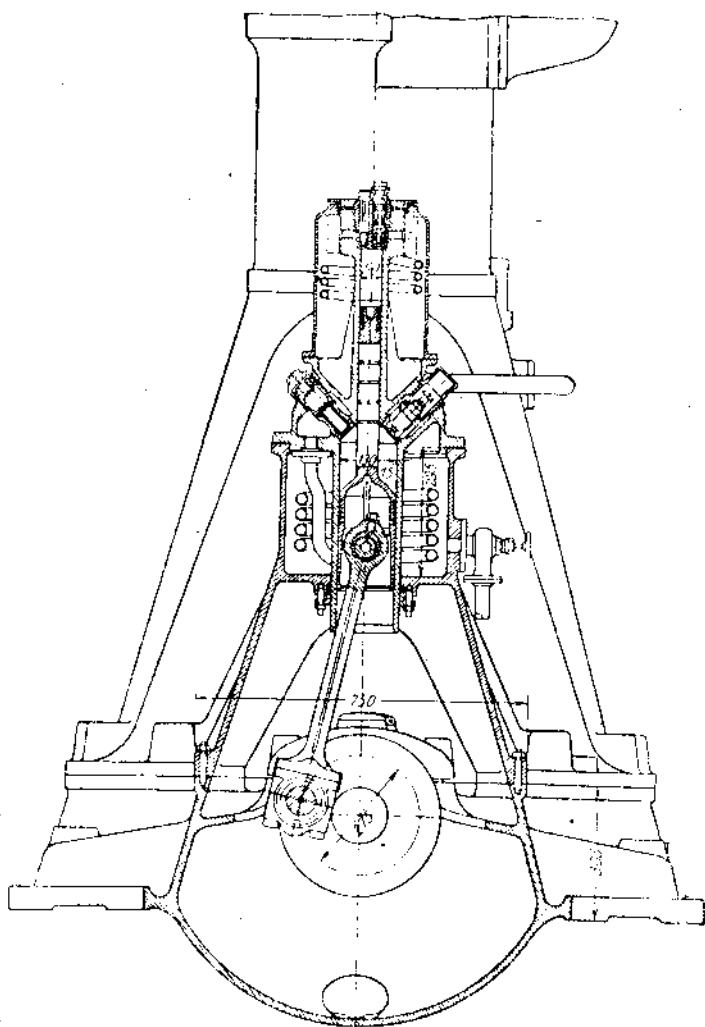
успевает охладиться по пути к двигателю или в баллоне, куда он поступает. Так же примерно обстоит дело и в отношении газозвдухувок.

На фиг. 210 показан в разрезе дизельный насос с типичным для современных дизелей расположением холодильников, которые навешаны на насос таким образом, что занимают минимальное место.

На фиг. 211 показан внешний вид подобного насоса с холодильниками.



Фиг. 213.



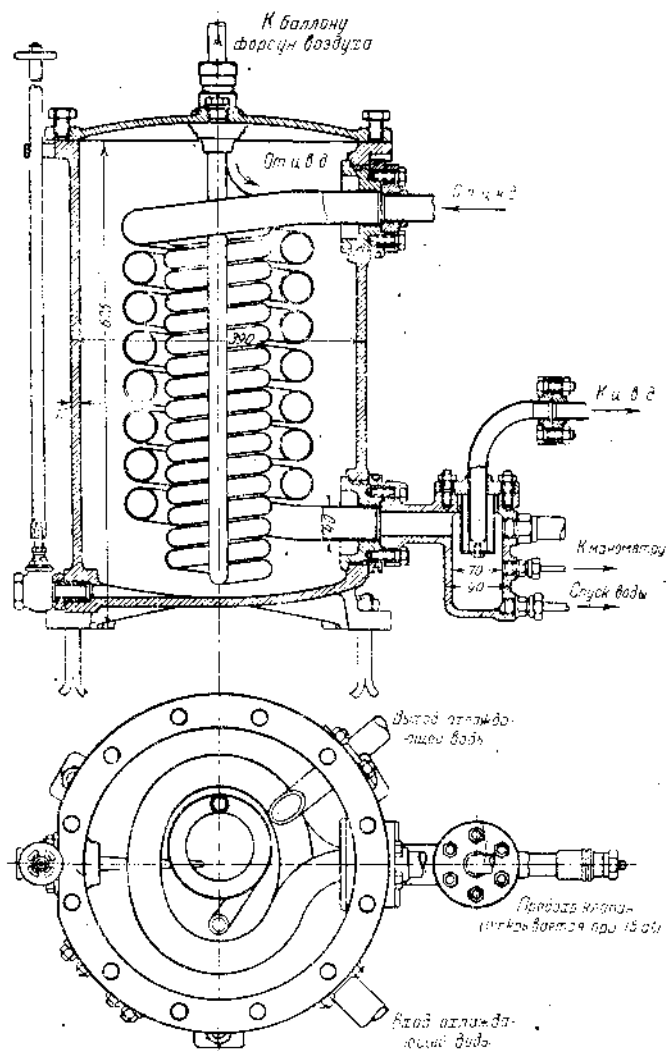
Фиг. 214.

Ясно, что в отличие от установки насоса с отдельно стоящим холодильником (в стороне от насоса, подобно показанной на фиг. 212) данная установка получается чрезвычайно компактной.

Для достижения еще большей компактности в некоторых насосах холодильники выполняют в виде змеевика (фиг. 213) и помещают их внутри рубашки цилиндра насоса, сбоку от цилиндра или даже (см. фиг. 214) обвивают этот змеевик вокруг цилиндра, например, высокого давления. Однако это ведет к ухудшению как условий охлаждения цилиндра насоса, так и охлаждения воздуха в самом холодильнике. Кроме того, возникает опасность вытеснения воды из рубашки в случае разрыва змеевика.

Поэтому такой конструкции следует избегать. Все же ввиду, очень большой компактности при такой установке холодильника ряд заводов выполняет насосы именно с такой установкой холодильников.

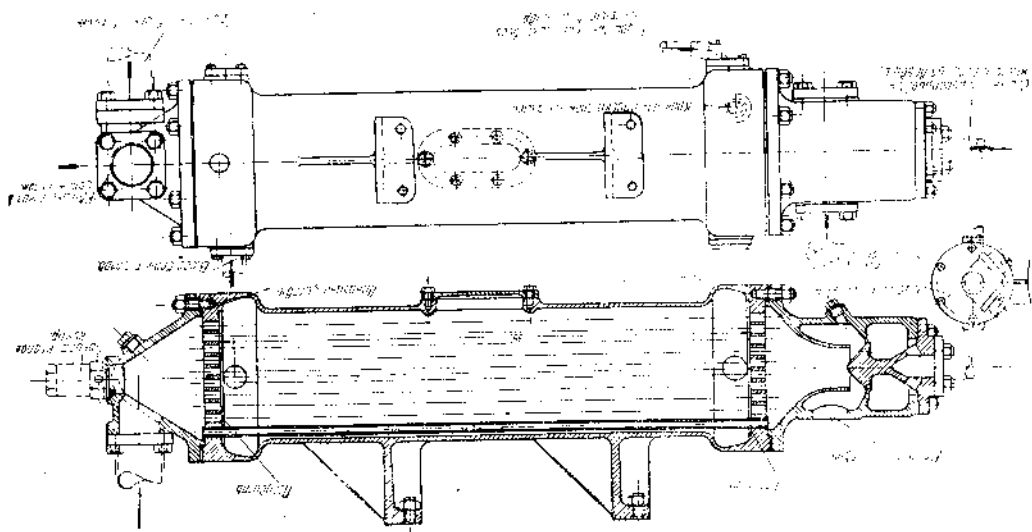
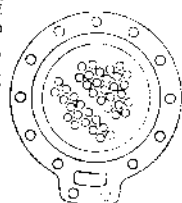
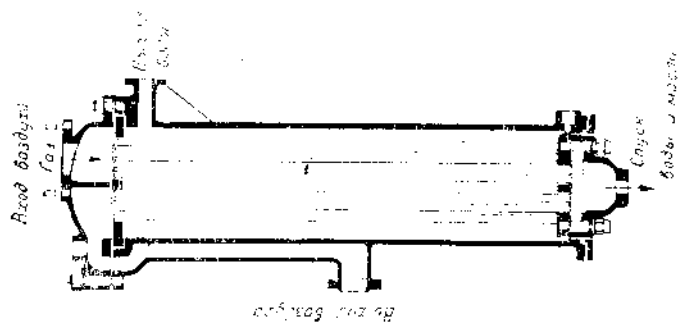
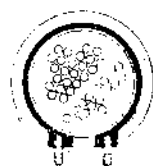
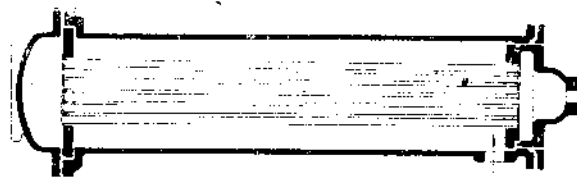
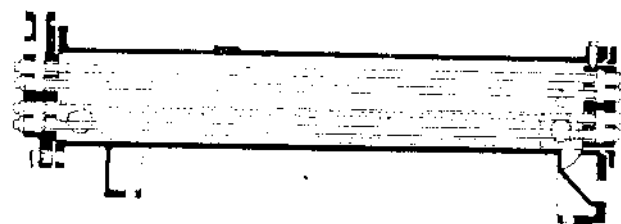
На фиг. 215 показан типичный отдельно стоящий холодильник, в котором имеются собственно два холодильника: — низкого давления (толстая труба) и высокого давления (труба меньшего диаметра).



Фиг. 215.

Справа показан масло- и водоотделитель, работающий по принципу выделения из воздуха более тяжелых капель масла и воды при перемене направления движения, что и имеет место в цилиндрике, помещенном на фигуре справа.

Типичный современный подвесной холодильник показан на фиг. 216. Здесь воздух идет по трубкам, спускаясь одновременно по всему сечению холодильника. Внизу виден грибок, ударяясь о который, воздух меняет направление движения, причем из него выделяются вода и масло, уходящие по специальной трубке, расположенной внизу холодильника. Наверху холодильника имеется (это обязательно для всех холодильников) предохранительный клапан. В этом холодильнике вода и воздух проходят параллельно.

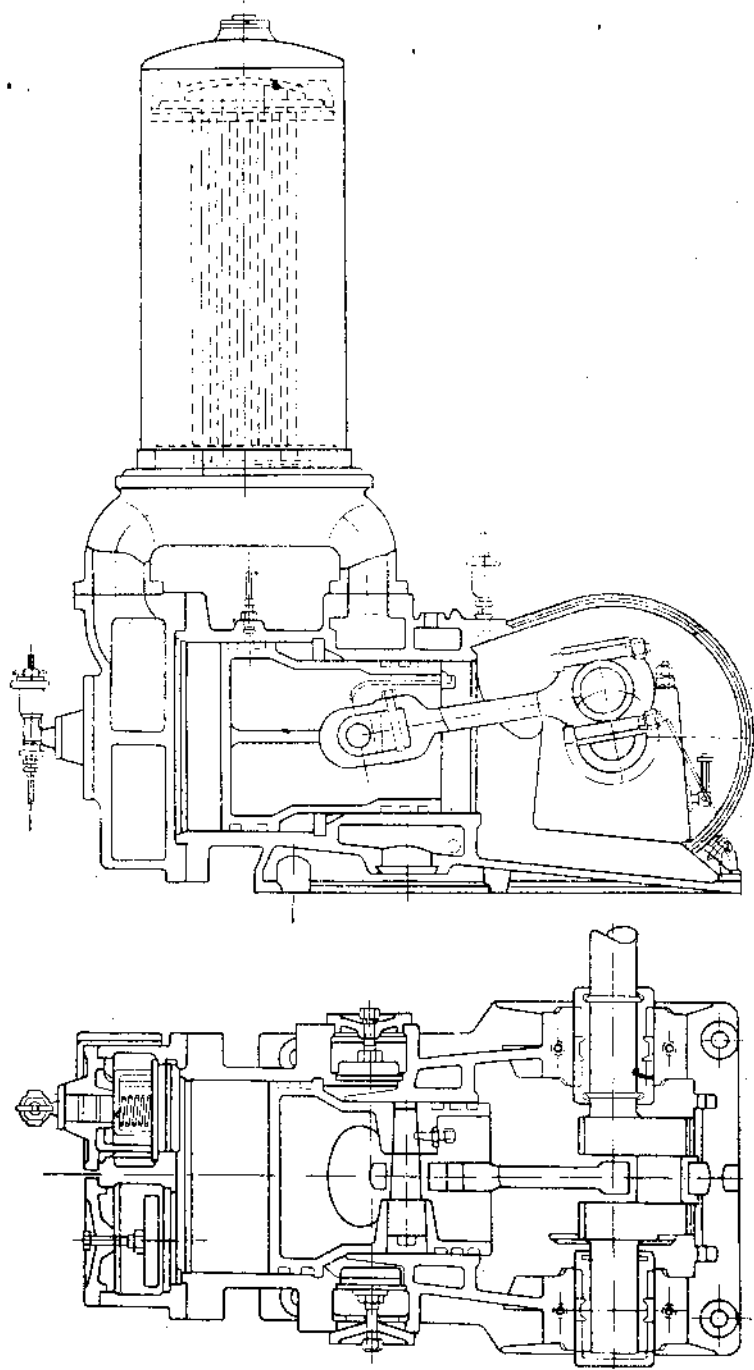


Фиг. 218

Фиг. 217

Фиг. 216

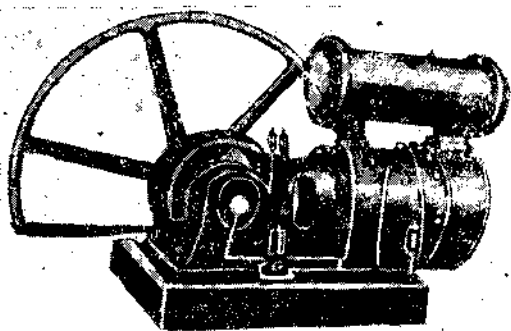
На фиг. 217 показан подобного же типа холодильник, в котором воздух не только опускается, но и подымается вверх, делая таким образом два оборота, вследствие чего удлиняется время его пребывания в холодильнике и улучшается охлаждение.



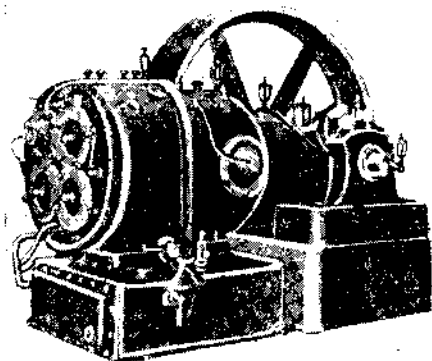
Фиг. 219.

Воздух входит сверху и попадает в камеру, в которую выходят концы только части трубок. От второй части воздух отделен сделанной в крышке перегородкой. Опускаясь по этим трубкам вниз, он делает поворот, при-

чем из него выделяются вода и масло; по второй части трубок воздух поднимается, после чего он выходит наружу. Здесь частично осуществлен противоток (вода поступает снизу), а частью (в левой половине) — параллельный поток.



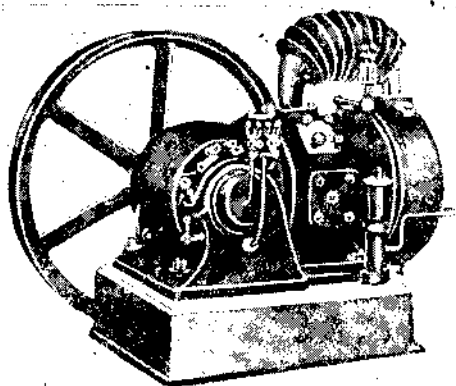
Фиг. 220.



Фиг. 221.

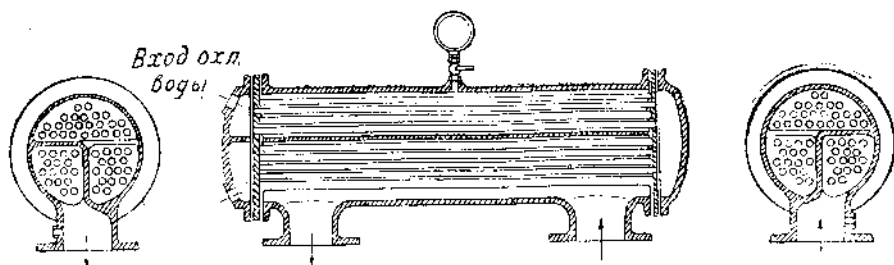
Подобного типа холодильник, но с большим числом оборотов воздуха внутри него показан на фиг. 218. Здесь воздух делает четыре оборота, проходя сначала вниз по двум отделениям и затем возвращаясь каждый раз по одному из прочих отделений. Ход воздуха ясен из фигуры.

На фиг. 219, 220 и 222 показаны способы установки холодильников на горизонтальных воздушных насосах. На фиг. 219 холодильник расположен вертикально над насосом, на фиг. 220 — горизонтально над насосом, а на фиг. 221 показан холодильник, расположенный под насосом. На фиг. 222 изображен насос с воздушным ребристым (а не водяным) холодильником. Это делается только на очень малых насосах и дает очень неэффективное охлаждение (за исключением авиационных воздушных холодильников).



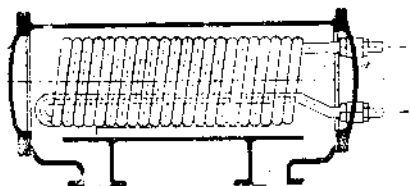
Фиг. 222.

Разрез горизонтального холодильника показанного на фиг. 220 типа, показан на фиг. 223. Здесь воздух делает три оборота; вода идет то параллельно, то в противотоке. На фиг. 224 представлен такой же холодильник с почти чистым противотоком. Действие его ясно из фигуры.

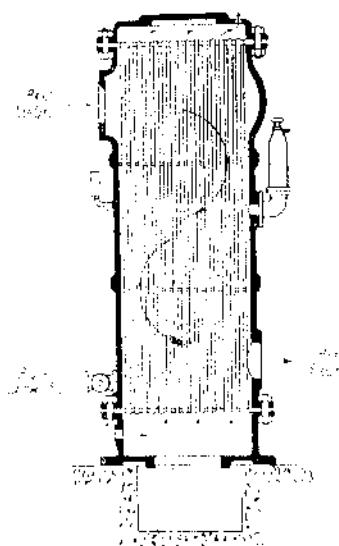


Фиг. 223.

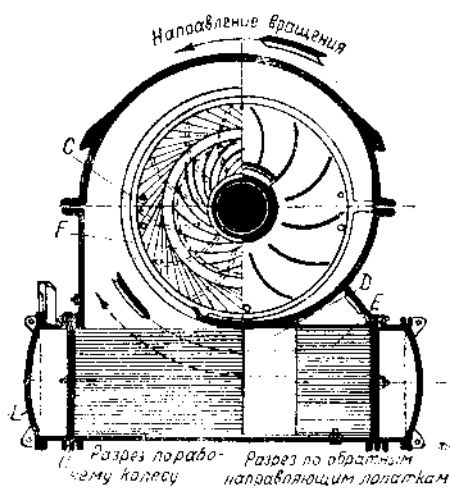
На фиг. 225 показан холодильник для крупного стационарного насоса. Действие его также ясно из фигуры. Наконец, на фиг. 226 и 227 показаны два способа расположения холодильников в центробежных насосах. Сле-



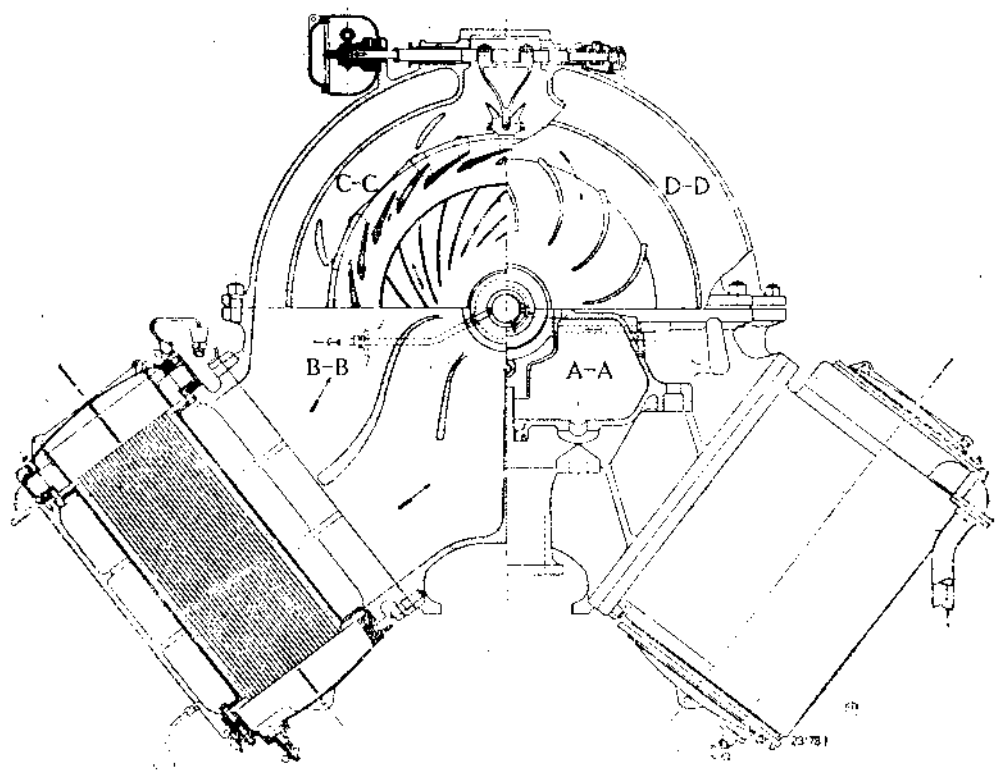
Фиг. 224.



Фиг. 225.



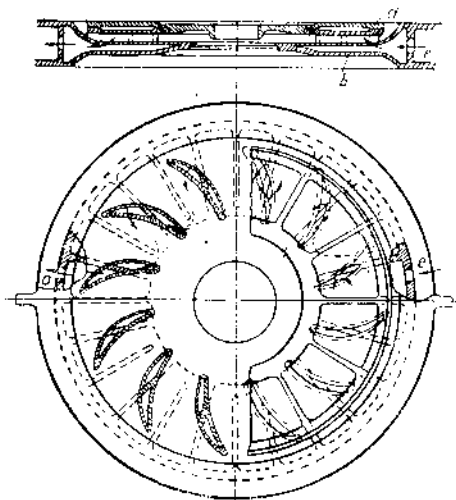
Фиг. 226.



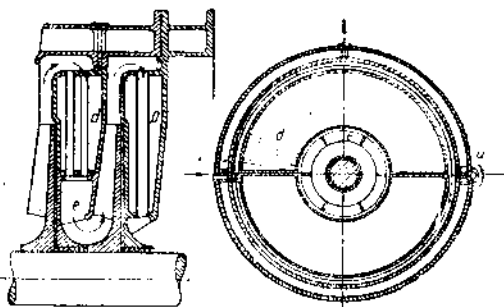
Фиг. 227.

дует заметить, что для двигателей внутреннего сгорания центробежные насосы с промежуточными холодильниками (да и вообще охлаждением) почти не применяются.

Нужно еще упомянуть вкратце о способах охлаждения центробежных насосов внутри ступеней. Для этой цели в кожухе такого насоса делаются полости, прилегающие к каналам, по которым протекает воздух. Вода пропускается или по этим каналам, или через полые лопатки диффузора (см. фигура 228). В других конструкциях воздух при проходе через обводной канал к следующей ступени пропускает-

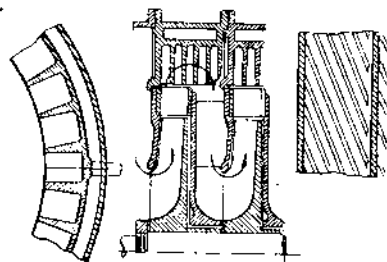


Фиг. 228.



Фиг. 229.

ся через специальные холодильные трубки, помещенные в этом канале и окруженные водяной рубашкой (см. фиг. 229). Наконец, в некоторых конструкциях за диффузором установлен ряд ребер; проходя мимо них воздух охлаждается. Ребра примыкают одной своей стороной к охлаждаемой рубашке насоса (см. фиг. 230).



Фиг. 230.

Следует отметить, что эти способы вызывают дополнительные потери давления и вообще мало распространены даже в крупных многоступенчатых воздуходувках, так как влияние их на экономичность (см. об этом главу о принципах работы центробежных насосов) не очень велико (хотя при таком охлаждении и удавалось достичь показателей политропы сжатия меньше 1,4). Такие устройства тем более мало применимы для насосов, обслуживающих двигатели внутреннего сгорания, ввиду незначительного повышения давления в них. Кроме того к большинству из таких насосов предъявляются требования легкого веса, а применение устройств для внутреннего охлаждения довольно значительно утяжеляет установку.

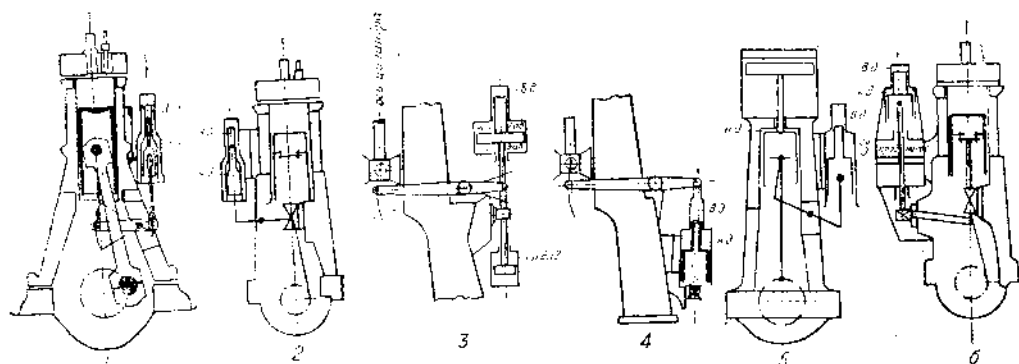
КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

В настоящей главе мы рассмотрим небольшое число насосов, являющихся типичными по схеме построения или конструкции. Попутно рассмотрим некоторые из применяемых в них деталей.

1. НАСОСЫ ДЛЯ СЖАТИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ РАСПЫЛА ГОРЮЧЕГО

На фиг. 231 и 232 показаны некоторые возможные схемы расположения поршневых воздушных насосов с приводом непосредственно от обслуживаемого двигателя. Здесь не приведены все возможные схемы, однако почти все встречающиеся на практике.

На фиг. 231 даны схемы подвесных насосов.



Фиг. 231.

Под номером 1 показано распространенное для двигателей небольшой и средней мощности, (до примерно 300—500 л.с.) устройство подвесного насоса находящегося сбоку от двигателя. Как видно из схемы, здесь небольшой цилиндр прикреплен сбоку станины и поршень насоса приводится в действие коромыслом, связанным с шатуном или крейцкопфом двигателя (схема номером 2). Эти насосы большей частью выполнялись двухступенчатыми, так как при небольшом диаметре цилиндра охлаждение (обычно водяное) достаточно эффективно, и можно обойтись двухступенчатым сжатием.

Под номером 3 показана схема с таким же расположением насоса, но здесь насос трехступенчатый, причем три ступени выполнены в двух цилиндрах. Детали ясны из фигуры. Схема эта применяется редко, ибо наличие двух цилиндров довольно сильно усложняет конструкцию.

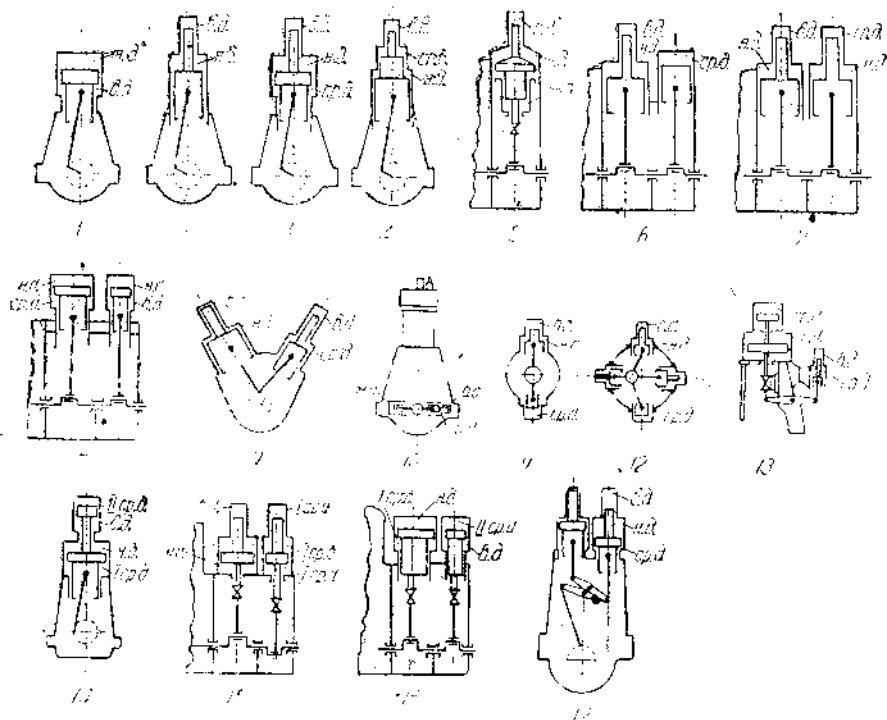
Под номером 4 дана схема такого же типа, как и на схемах 1 и 2, но с расположением насоса не на весу, а внизу у ног станины. Такое расположение дает возможность применять более крупные насосы, так как здесь насос находится уже не на весу.

Под номером 5 представлена схема крепления подвесного насоса к продувочному, что выполняется таким же образом, как и в описанных выше схемах крепления к станине двигателя. Отличие этой схемы от указанных выше заключается в том, что крейцкопф продувочного насоса здесь использован как ступень низкого давления. В подвесном цилиндре

помещены ступени среднего и высокого давлений. Это опять таки позволяет применять более крупные насосы, не увеличивая в длину габариты двигателя ибо, если насос делать не подвесным, то он занимает определенную площадь у торца машины и тем удлиняет ее.

Под номером 6 показана схема, в которой подвешены и продувочный, и рассматриваемый насосы. Очевидно, что с вышеприведенной точки зрения эта конструкция дает еще меньшую длину машины, однако подвеска таких массивных устройств, как продувочный насос и пр., затруднительна и передача движения к ним также довольно напряжена. Подобные конструкции применяются редко.

На фиг. 232 аналогично предыдущему даны схемы насосов, стоящих отдельно на раме двигателя. Привод их, как правило, осуществляется от концевого кривошипа коренного вала двигателя или специального колена



Фиг. 232.

в конце вала. Возможно подобное расположение насоса и не в конце двигателя, а посредине его. Так как и в этом случае применимы все приведенные здесь схемы, то они отдельно не показаны.

Под номером 1 дана схема отдельно стоящего на раме двухступенчатого насоса с дифференциальным поршнем. Эта конструкция не весьма распространена, так как двухступенчатые насосы предпочитают делать подвесными. Однако такого рода конструкции на практике встречаются.

Под номером 2 показана аналогичная схема, но здесь поршень устроен так, что оба периода сжатия приходятся на один ход вверх.

Так как это (см. раздел о силах, действующих в насосе) нерационально, то подобные насосы также применяются редко.

Под номером 3 дана наиболее распространенная схема — когда трехступенчатый дифференциальный поршень приводится в движение от коренного вала. Поршни — тронкового типа (без крейцкопфа), по бокам насоса подвешены холодильники. Последние ни здесь, ни в последующих схемах не показаны, но могут быть либо навешенными на насос, либо вынесенными за пределы машины.

Под номером 4 представлено подобное же расположение насоса, но здесь поршень выполнен так, что все три периода сжатия приходятся на ход вверх. Подобные насосы строятся редко.

Под номером 5 показано такое же расположение насоса. Но здесь он выполнен по так называемому трехкамерному типу, а именно: имеются две ступени низкого давления, одна — среднего (внизу) и одна — высокого. Это расположение, ясное из фигуры, требует применения крейцкопфа и сальника. Демонтаж поршня довольно сложен. Сальники работают обычно недостаточно хорошо. Эта схема также применяется довольно редко.

Под номером 6 и 7 даны две сходные схемы выполнения насоса с двумя цилиндрами. В одном из цилиндров (первом к двигателю) в обоих случаях помещены ступени и низкого, и высокого давления, а во втором цилиндре на схеме 6 — только ступень среднего давления, на схеме 7 — среднего, и высокого давления. Обе схемы дают диаграммы типа насоса простого действия и поэтому применяются редко.

Схема, аналогичная предыдущим, но с диаграммой по типу насоса двойного действия, показана под номером 8. Здесь в первом цилиндре помещены ступени низкого давления, а во втором — среднего и высокого давления.

Под номером 9 приведена схема, аналогичная схеме, данной под номером 7, но здесь в целях укорочения длины двигателя оба цилиндра насоса поставлены по одной центральной плоскости (V-образно). Эта схема мало употребительна из-за неудобства подхода к машине и большой ширины ее. Она применяется в судовых V-образных и тепловозных двигателях. Пространство между цилиндрами использовано для размещения холодильников.

Под номером 10 показан, так сказать, предельный случай развития предыдущей схемы, а именно: оба цилиндра поставлены горизонтально. Эта конструкция применяется исключительно для небольших двигателей (до 250—300 л. с.), ибо иначе размеры насоса вышли бы по ширине за пределы двигателя.

Под номером 11 и 12 представлены две схемы расположения цилиндров насоса, дающие очень большую компактность и нашедшие себе достаточное применение. По этой схеме строит свои насосы известный завод Ривель (см. далее). На схеме 11 имеем два цилиндра, из которых верхний является цилиндром низкого и высокого давления. Привод насоса осуществлен при помощи органа типа эксцентрика. Поршневые пальцы в нем использованы в качестве золотников насоса. Схема 12 представляет собой аналогичную машину, имеющую четыре цилиндра.

Под номером 13 показана редкая схема, представляющая собой комбинацию насосов, отдельно стоящего на раме и подвесного. Здесь имеются две ступени низкого давления, две ступени среднего (по числу площадей поршней) и одна высокого давления.

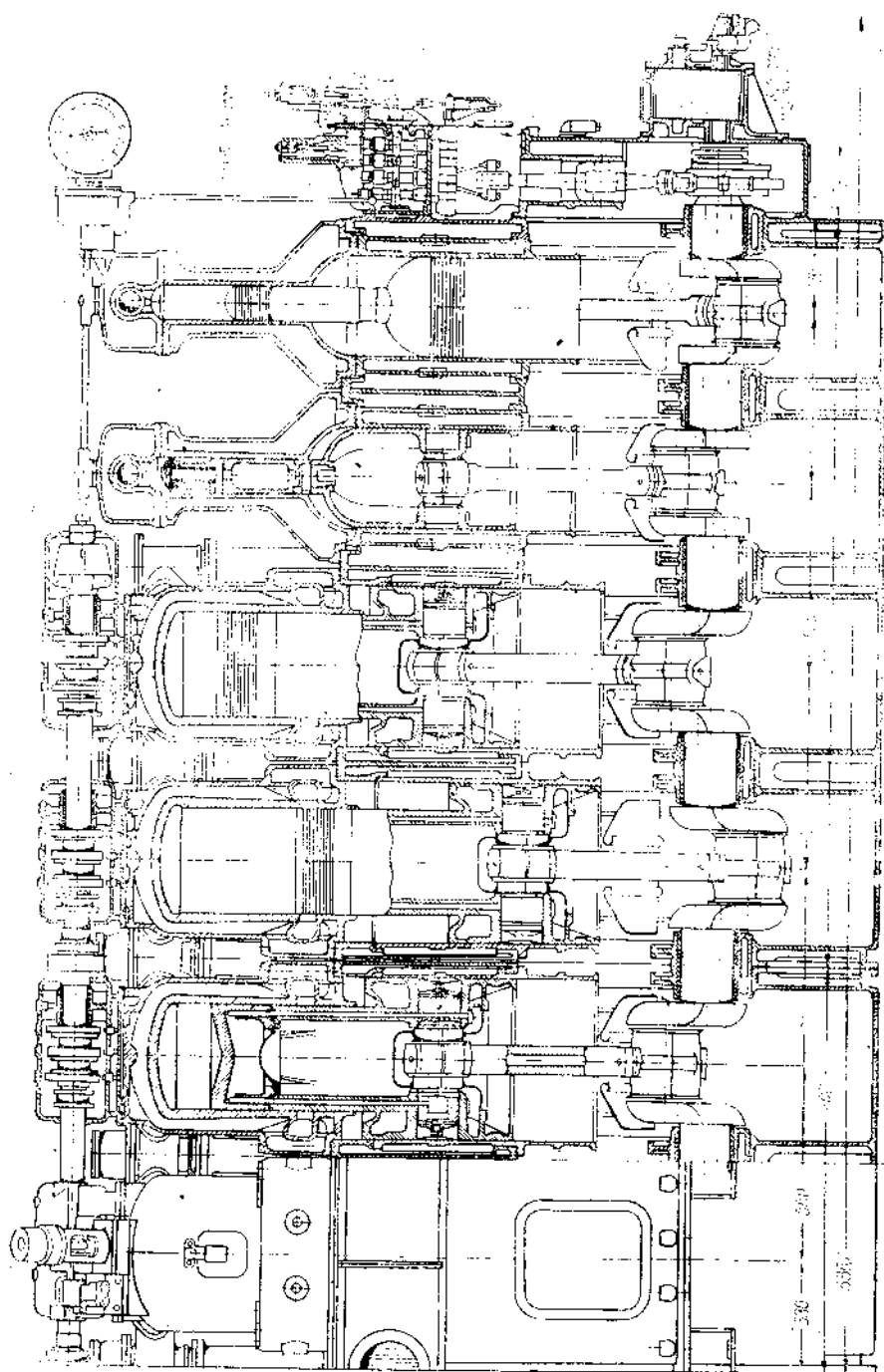
Наконец, на схемах под номером 14, 15 и 16 показаны насосы, аналогичные таковым на схемах (соответственно) 3, 6 и 8, но отличающиеся от них тем, что имеют не три, а четыре ступени давления. Эти схемы также применяются редко, ибо они сложны, а получение сжатого воздуха с давлением до 80 ат, осуществляется достаточно экономно в насосах, имеющих три ступени.

Следует еще отметить, что любой из насосов приведенных схем может быть взят в установке несколько раз (число цилиндров одинаковой конструкции, например, по схеме 2 или 3 берется два). Иногда это делается, как на фиг. 232 под номером 17, от одного кривошипа.

Подобное, но более распространенное устройство двух двухступенчатых насосов показано на фиг. 233 — для восьмицилиндрового двухтактного двигателя в 900 л. с. при числе оборотов 450 в минуту. Каждый из насосов имеет диаметр ступени низкого давления в 300 мм и ступени высокого давления в 100 мм. Ход поршня — 250 мм.

Общая схема расположения насоса на раме двигателя, баллонов и трубопроводов в судовой установке для двигателя-дизеля дана на фиг. 234.

По надписям на фигуре видно расположение отдельных элементов, входящих в установку.



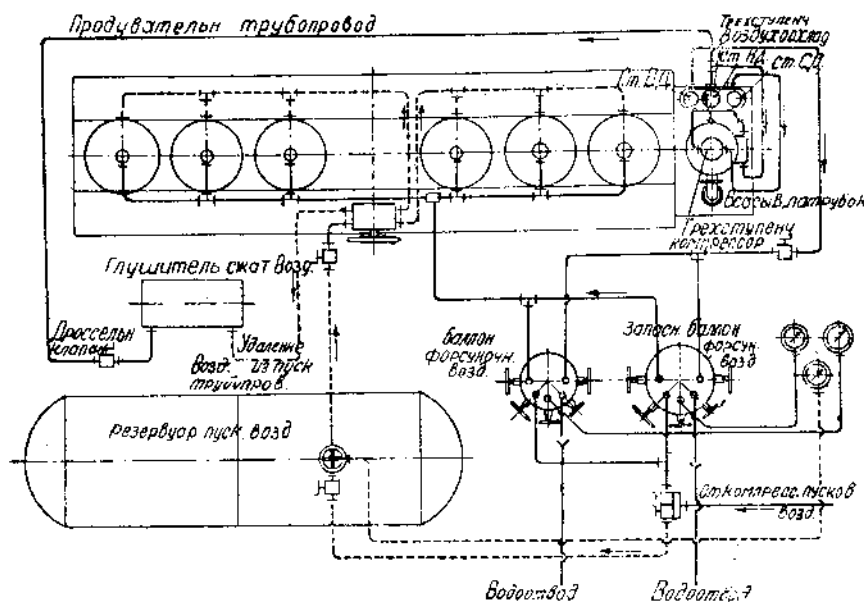
Фиг. 233.

Ниже рассмотрим несколько конкретных конструкций поршневых воздушных насосов для сжатия воздуха для распыливания горючего (распространенное название — „компрессор“).

На фиг. 235 показан подвесной двухступенчатый воздушный насос (по схеме 1 фиг. 231) конструкции, весьма распространенной для дизелей с воздушным распылом небольшой мощности.

Цилиндр насоса крепится к станине двигателя при помощи шпилек. При этом обеспечивается точная центровка корпуса насоса относительно двигателя для того, чтобы оси двигателя и насоса были параллельны. Отверстие *a* служит для перепуска охлаждающей воды из рубашки цилиндра двигателя в рубашку цилиндра *A* насоса. Отсюда вода поступает в головку насоса *B*, представляющую собой одновременно крышку цилиндра ступени низкого давления, помещающегося в цилиндре *A*, и затем в цилиндр ступени высокого давления. Эта деталь показана отдельно на фиг. 236. Здесь она отлита как одно целое. Иногда ее выполняют из двух частей (со вставной втулкой), ввиду частого задира поршня и довольно сложной формы отливки. Такая головка показана на фиг. 237. Схематически нижняя часть цилиндра *A* представлена на фиг. 238.

В отдельных случаях (более старые конструкции) обе части — цилиндр и головка — отлиты как одна целая деталь. Такая конструкция показана на фиг. 239. Наконец, поршень подобного насоса изображен на фиг. 240.

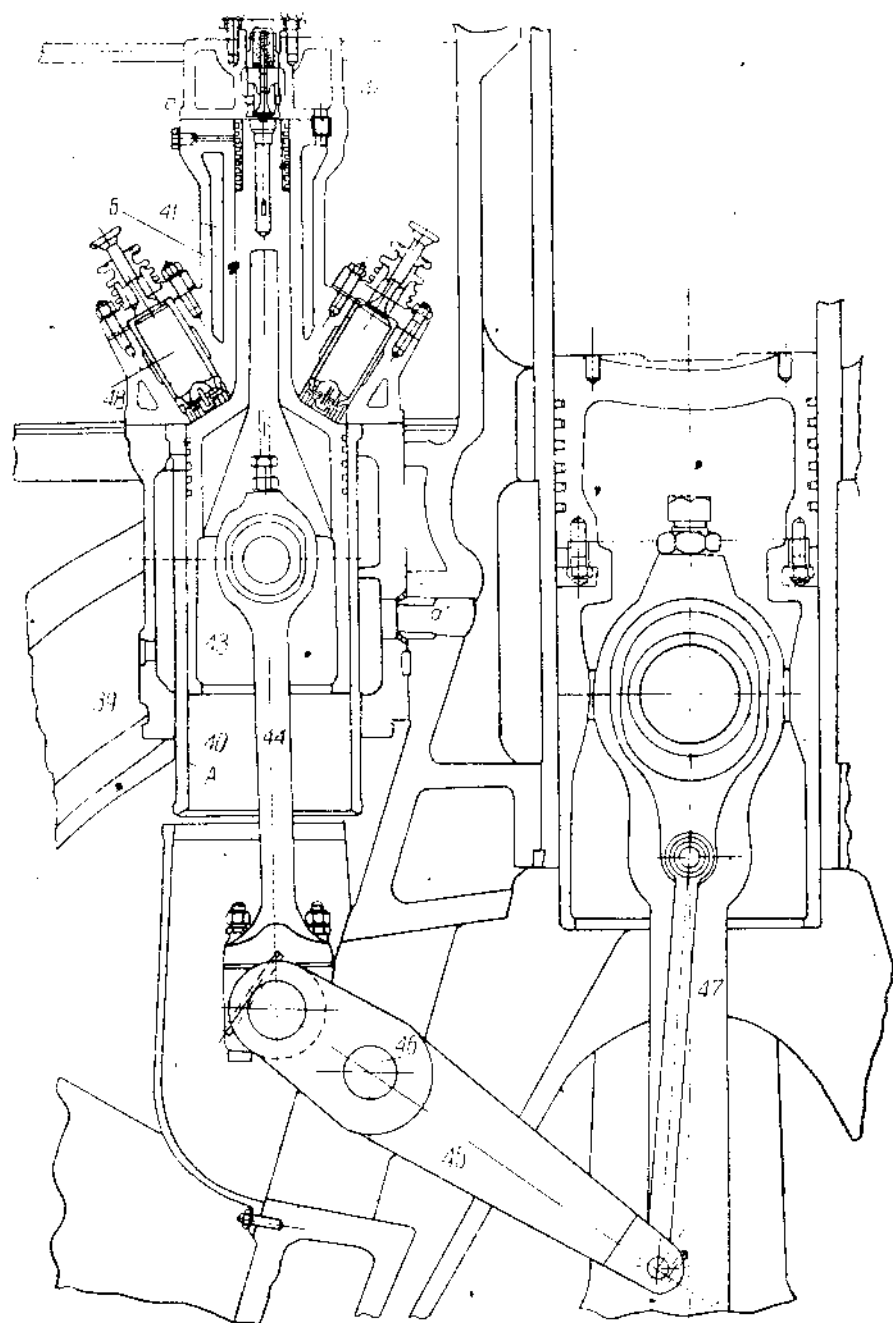


Фиг. 234.

Как видно из фигуры, этот поршень имеет четыре кольца в ступени низкого давления и семь колец — в ступени высокого давления. Поскольку диаметр поршня в ступени высокого давления невелик, то делать кольца так, чтобы при одевании их можно было раздвигать, представляется невозможным. Поэтому здесь кольца вставляют в отдельные оправки *A*. Эти оправки вместе с кольцом одеваются на утонченную часть поршня и затем закрепляются штифтом *Д* и чекой *Е*. Коромысло, посредством которого приводится в движение поршень насоса, через прикрепленную к шатуну тягу 47 показано (на фиг. 241), а шатун типа, примененного в этом насосе, показан на фиг. 242. Крышка насоса такого типа представлена на фиг. 243. Устройство всех этих деталей совершенно ясно из приведенных фигур и не требует дополнительных пояснений. Клапан с регулировкой дросселированием всасывания был показан выше на фиг. 158.

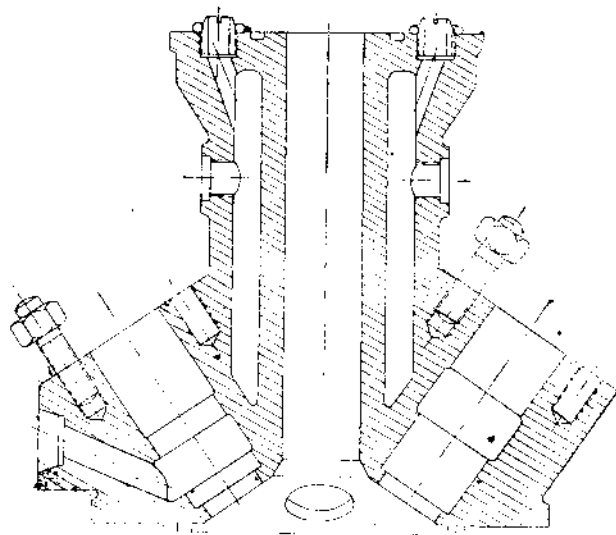
Несколько иного типа регулировка всасывания показана на фиг. 244. Здесь нижняя часть с прорезами *a*, через которые засасывается воздух, служит для предохранения насоса от попадания в него твердых частиц. Регулировка производится посредством тарелки таким же способом как и на фиг. 158.

Следует еще отметить, что часто с целью уменьшения шума при всасывании и выделения из воздуха пыли и твердых частиц всасывание про-

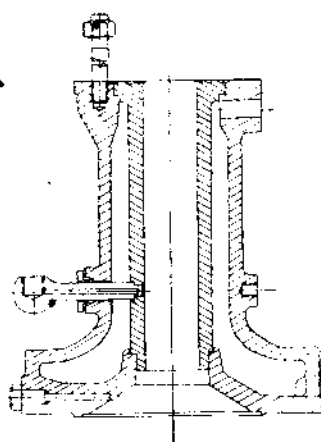


Фиг. 235.

изводится через деталь такого типа, какая показана на фиг. 245. Пыль выделяется из воздуха в результате изменения направления движения. Рассмотренные детали являются в значительной мере общими для всех насосов такого назначения.

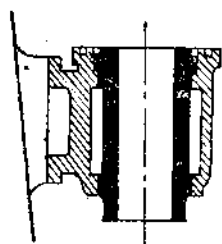


Фиг. 236.



Фиг. 237.

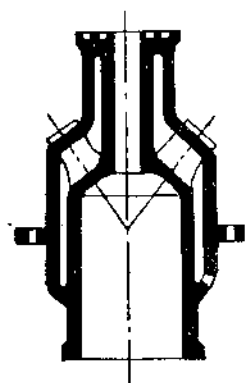
Другой подвесной насос такого же типа, но более новой и совершенной конструкции показан на фиг. 246. Здесь мы имеем вставную



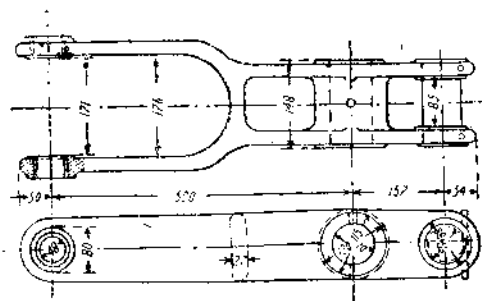
Фиг. 238.



Фиг. 240.



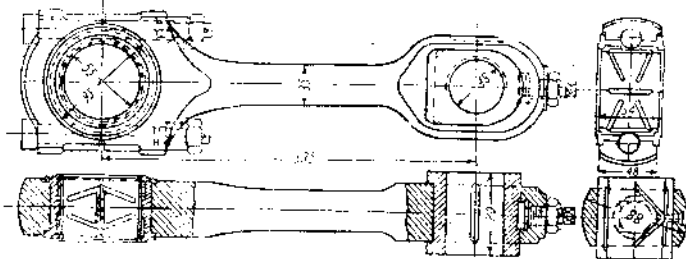
Фиг. 239.



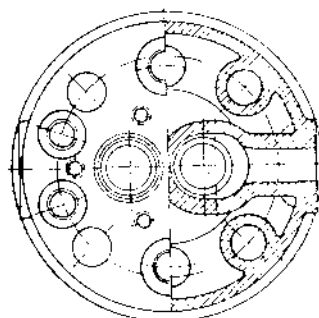
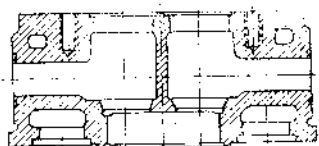
Фиг. 241.

втулку для ступени высокого давления и общую рубашку — для низкого и высокого давления.

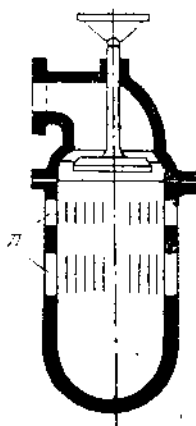
Переходим к насосам, стоящим отдельно на раме двигателя. Такой насос конструкции примерно того же времени, что и насос, показанный на фиг. 235, дан на фиг. 247. В части поршня, головки, клапанов и пр. он



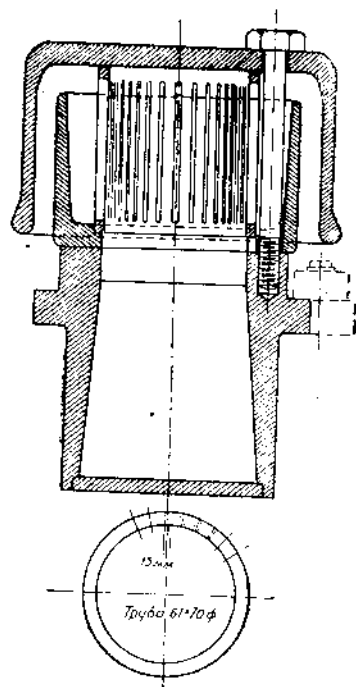
Фиг. 242.



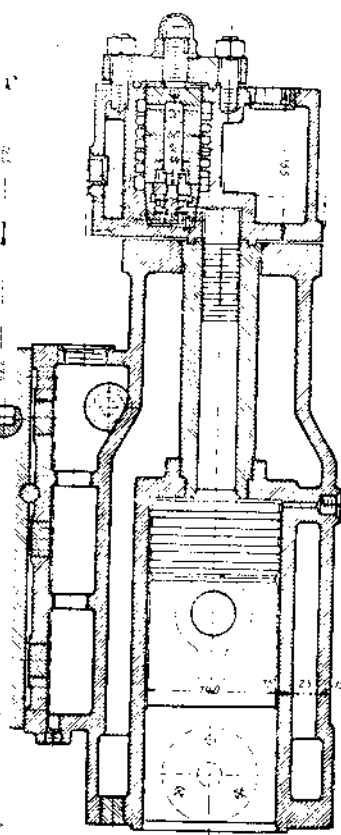
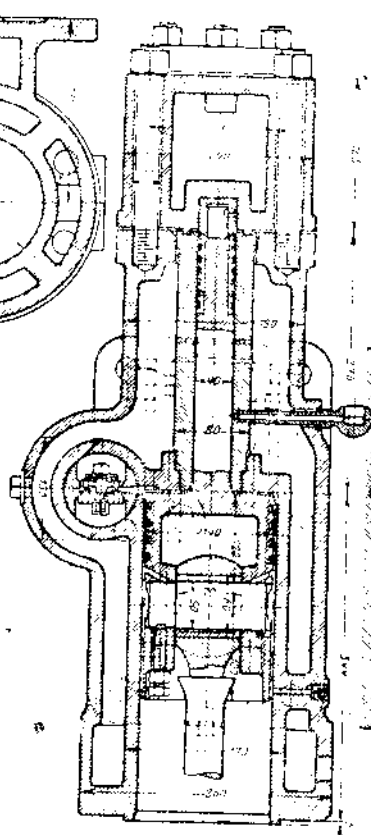
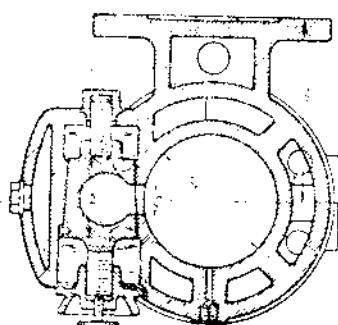
Фиг. 243.



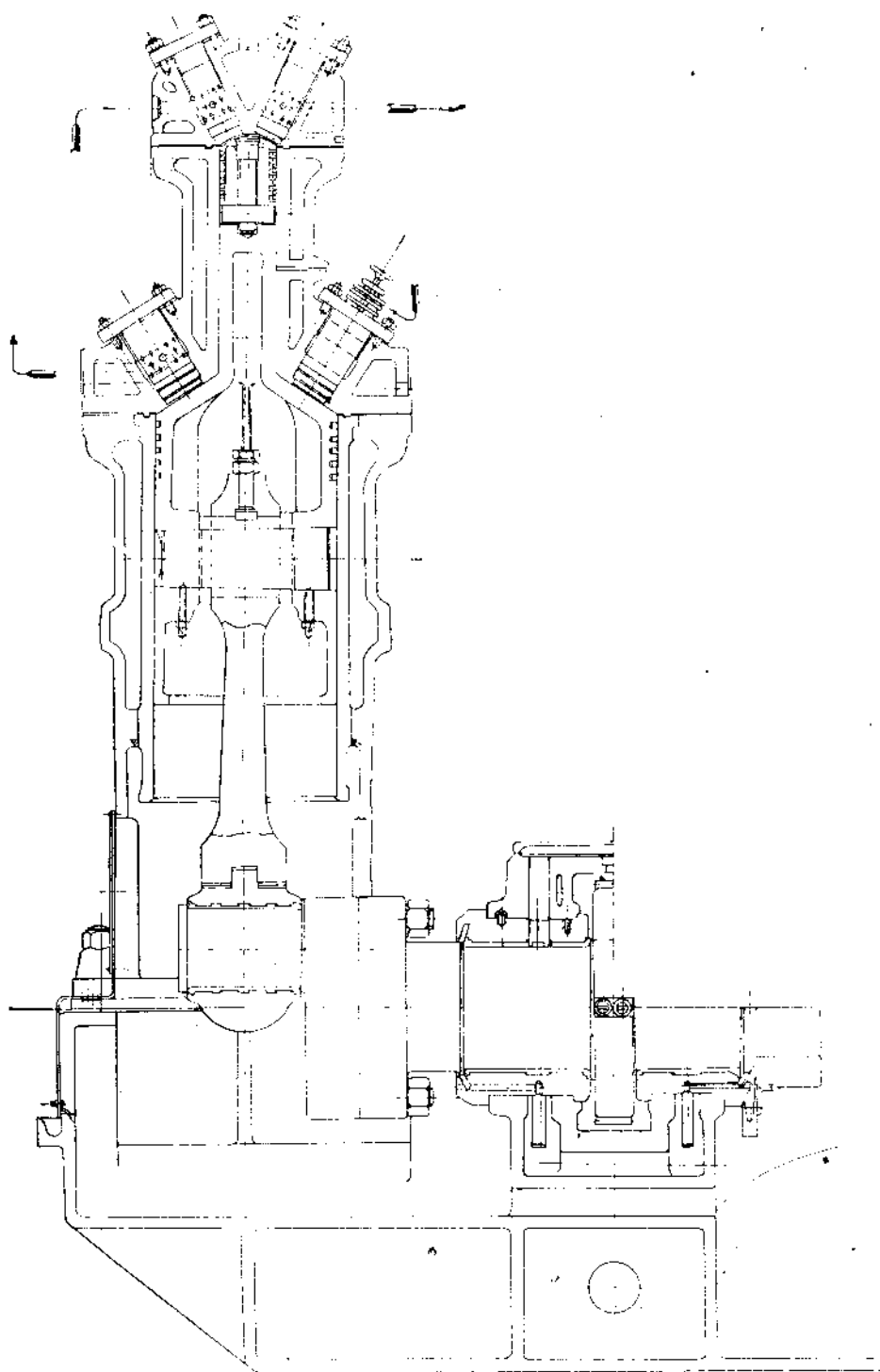
Фиг. 244.



Фиг. 245.



Фиг. 246.

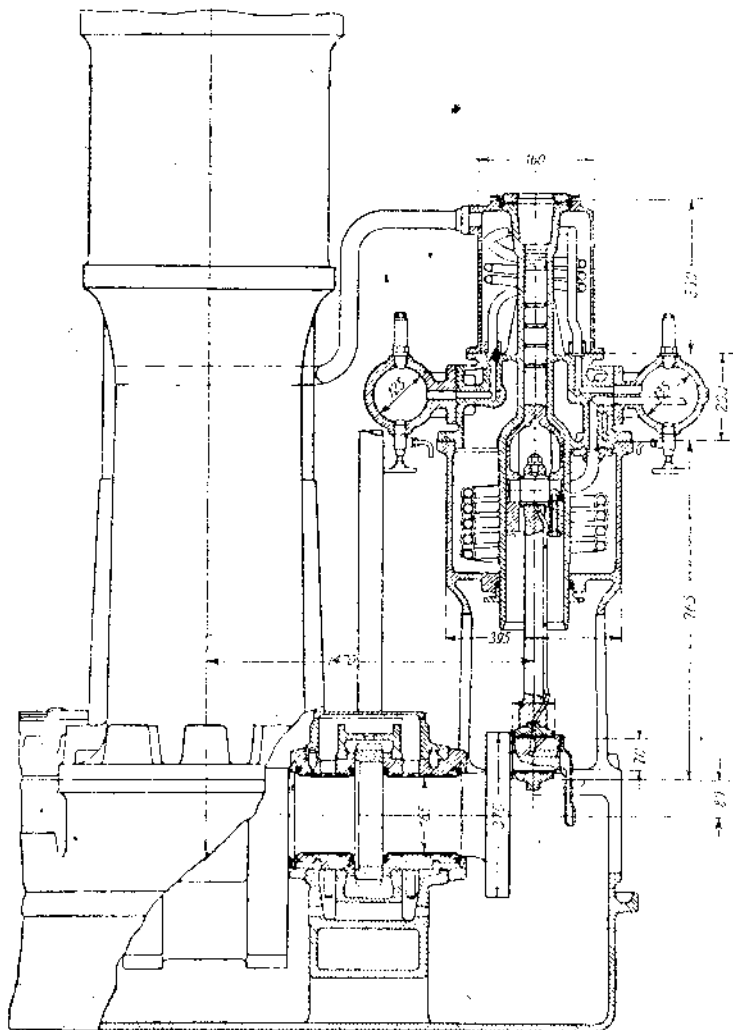


Фиг. 247.

конструктивно немногим отличается от насоса, изображенного на фиг. 235. Цилиндр ступени низкого давления выполнен здесь иначе — он запрессован в станину насоса, подобно тому, как это имеет место для втулок рабочих цилиндров двигателя. Привод насоса осуществляется шатуном от кривошипа на конце коренного вала.

Характер установки насоса такого типа ясно виден из фиг. 248.

Внешний вид насоса такого же примерно типа, но для двигателей картерной конструкции, показан на фиг. 249. Кроме способа крепления на раме двигателя, он почти не отличается от описанного выше насоса этого же типа.



Фиг. 248.

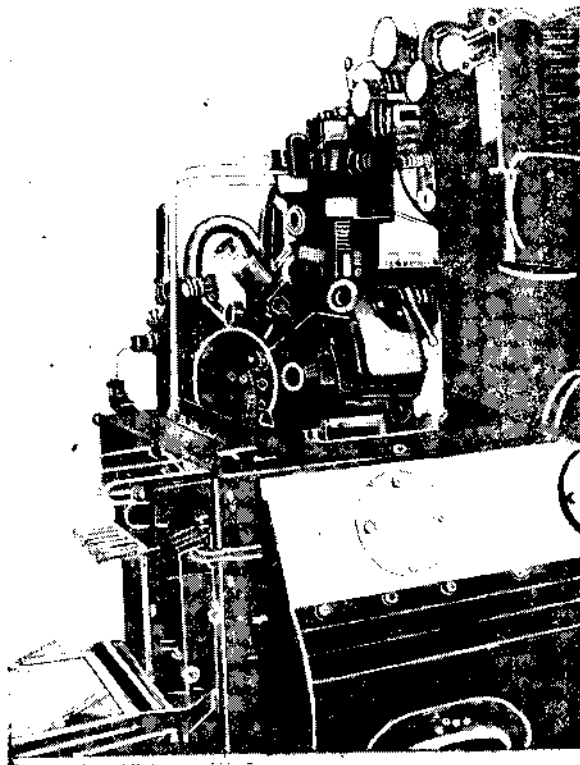
Примерно такого же типа насос, но с несколько иным укреплением на раме и с холодильником, введенным во внутрь рубашки ступени высокого давления, после ступени низкого давления, показан на фиг. 250. Этот насос построен заводом Ривель.

На фиг. 251 представлен насос такого же в общем типа, но с очень компактным размещением холодильников. Здесь на насосе размещены холодильники как ступени низкого, так и высокого давления.

Далее на фиг. 252 показан насос с тремя ступенями давления. Этот насос — картерного типа. Конструкция его ясна из фигуры, он построен

по схеме, показанной на фиг. 232 под номером 3. Конструкции цилиндра и поршня подобного насоса схематически показаны на фиг. 253. На фиг. 254 изображены аналогичные схемы для насоса, выполненного по схеме 4 фиг. 232. Однако как уже указывалось, эта схема применяется редко.

На фиг. 255 и 256 даны еще два насоса типа, показанного на фиг. 252, для двигателей с более высоким картером. На фиг. 255 представлена очень компактная конструкция насоса завода Ривель с крейцкопфом, что увеличивает срок службы насоса. Насос, показанный на фиг. 256, интересен тем, что в нем применены сравнительно редко устанавливаемые клапаны типа Гутермут. Он построен Швейцарским локомотивостроительным заводом.



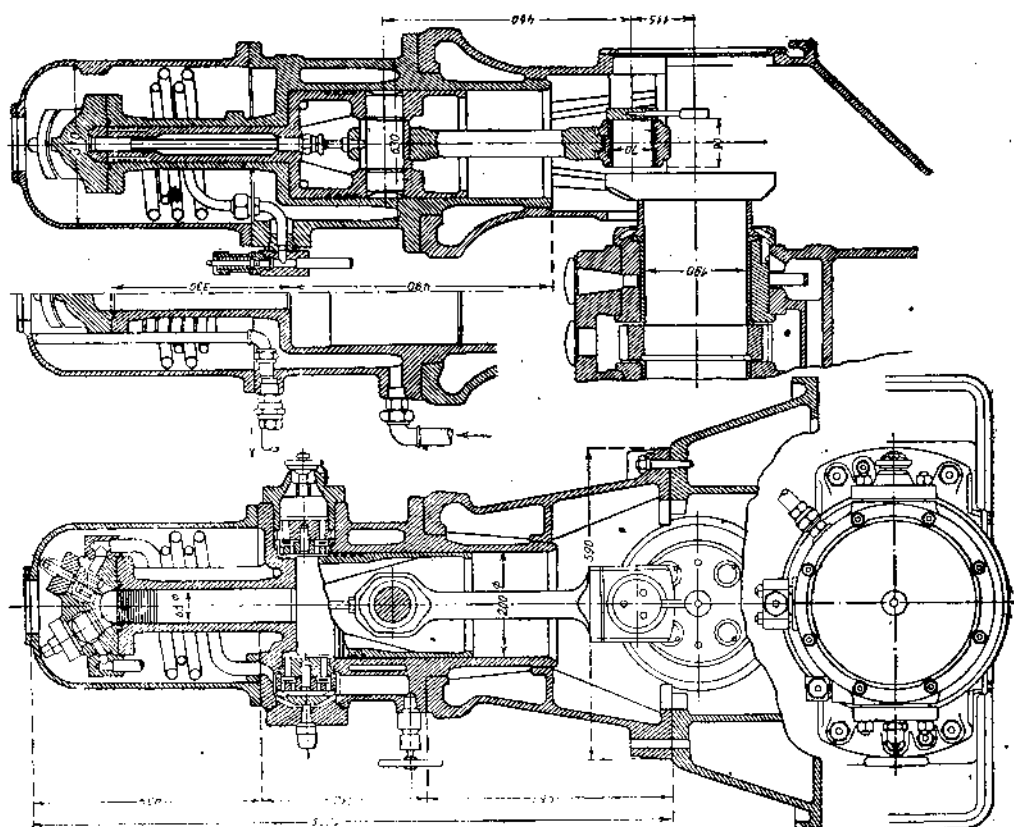
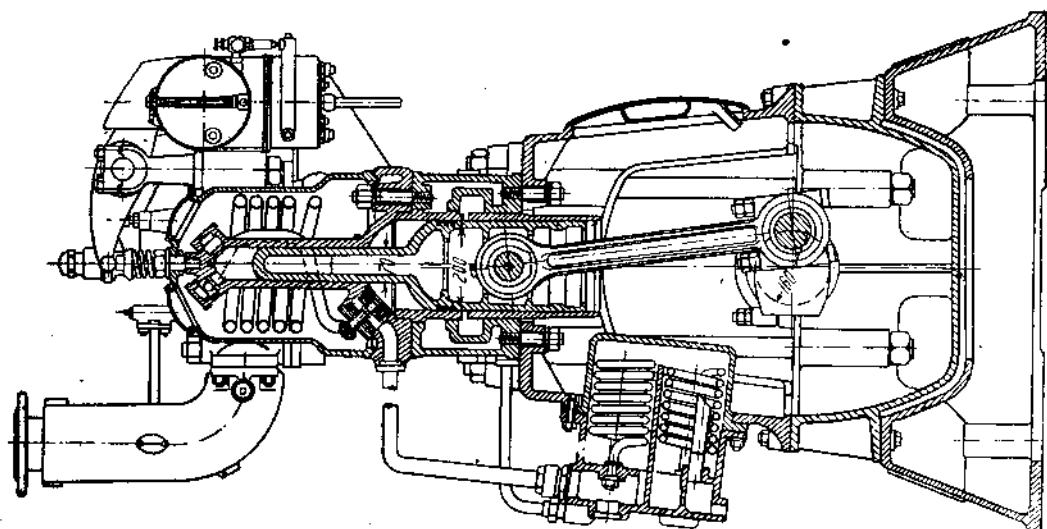
Фиг. 249.

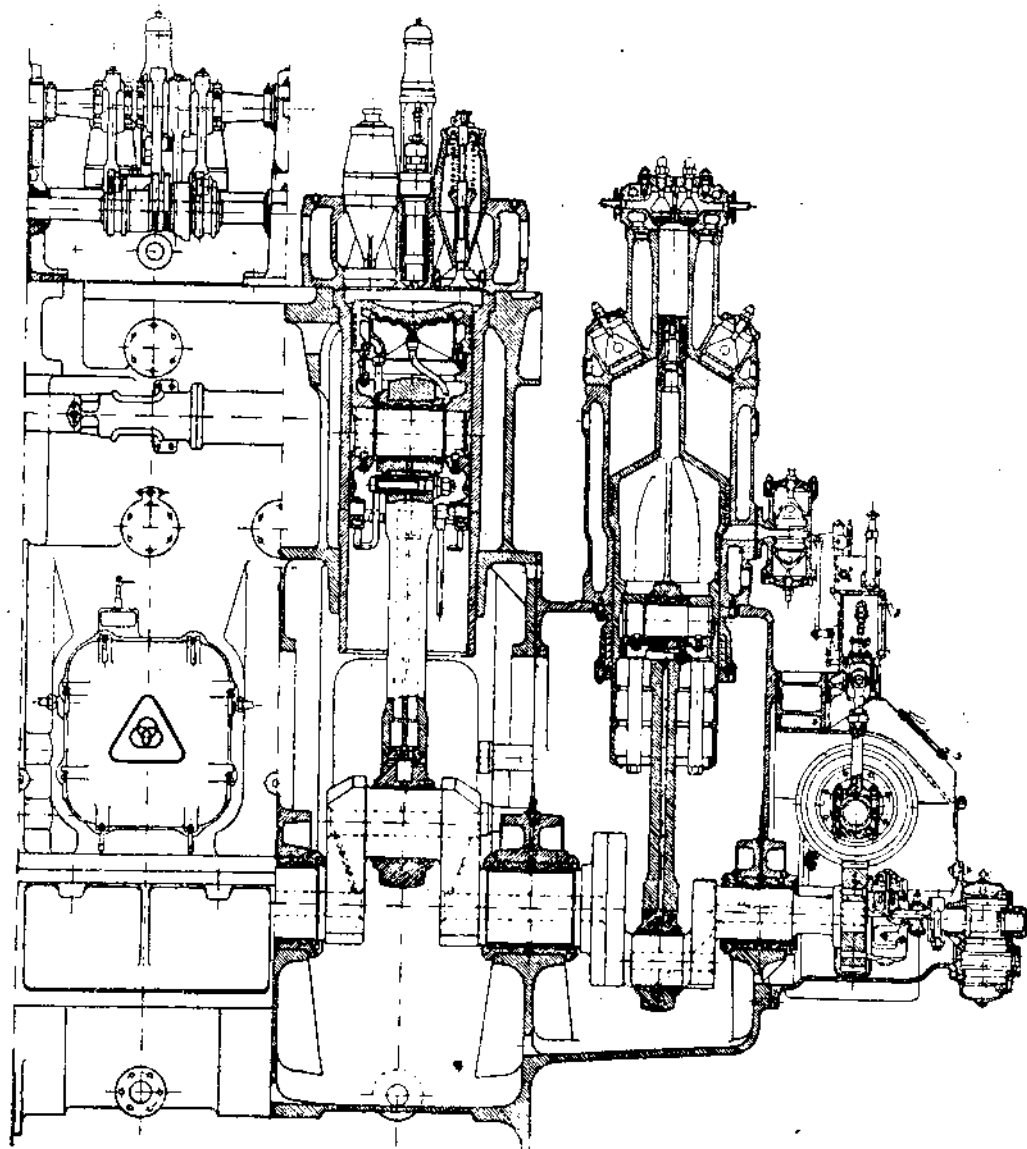
На фиг. 257 изображено расположение двухцилиндрового насоса по схеме 10 фиг. 232. Здесь левый цилиндр представляет собой ступень низкого, а правый—высокого и среднего давлений. Привод осуществляется кривошипом на конце коренного вала. Холодильники помещены внутри рубашек.

На фиг. 257а и 257б показаны две конструкции компрессоров для дизелей, применяемых на подводных лодках. Они отличаются большой компактностью. На фиг. 258 дана редкая конструкция насоса с двумя подвесными цилиндрами по схеме 2 фиг. 231. Нижний цилиндр представляет собой ступень среднего давления. Между ней и ступенью низкого давления расположен трубчатый холодильник. Привод осуществляется от коромысла.

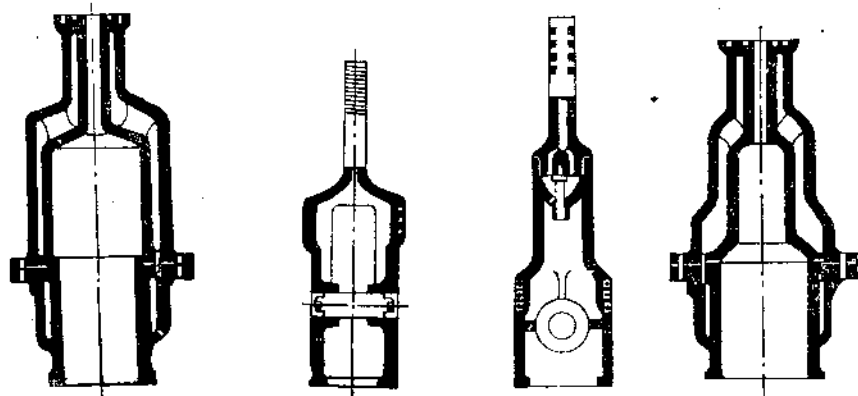
На фиг. 259 показана установка трехступенчатого насоса на легком транспортном дизеле завода Майбах. Конструкция ясна из фигуры. Здесь имеются три цилиндра; из них в двух имеются ступени среднего и высокого давления, а в одном— ступень низкого давления.

Необходимо рассмотреть еще очень интересный компактный насос завода Ривель по схемам 11 и 12 фиг. 232. Разрез подобного трехступенчатого насоса показан на фиг. 260, а внешний вид его с приводом от электромотора—на фиг. 261. Описание принципа, положенного в основу этой конструкции, было дано при рассмотрении схем.



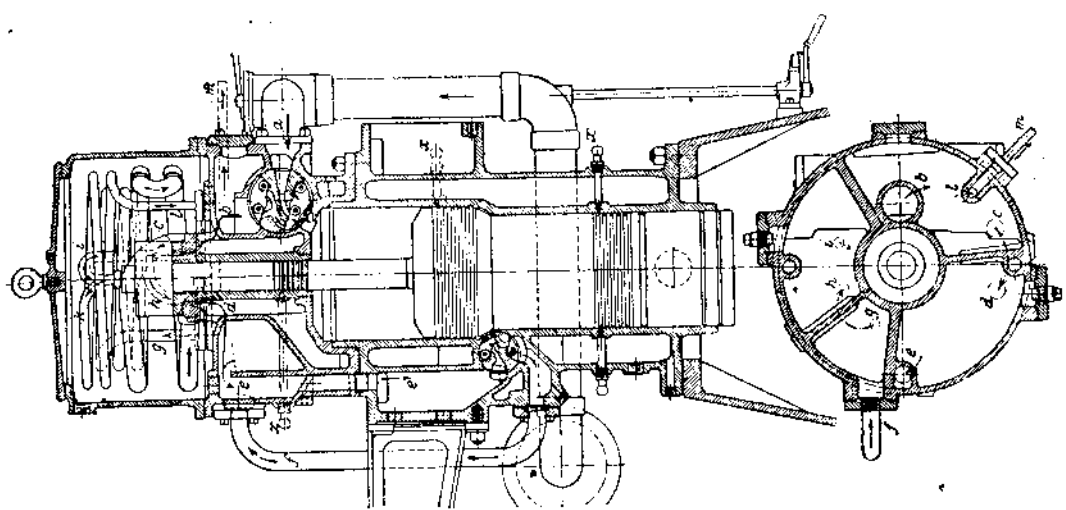


Фиг. 252.

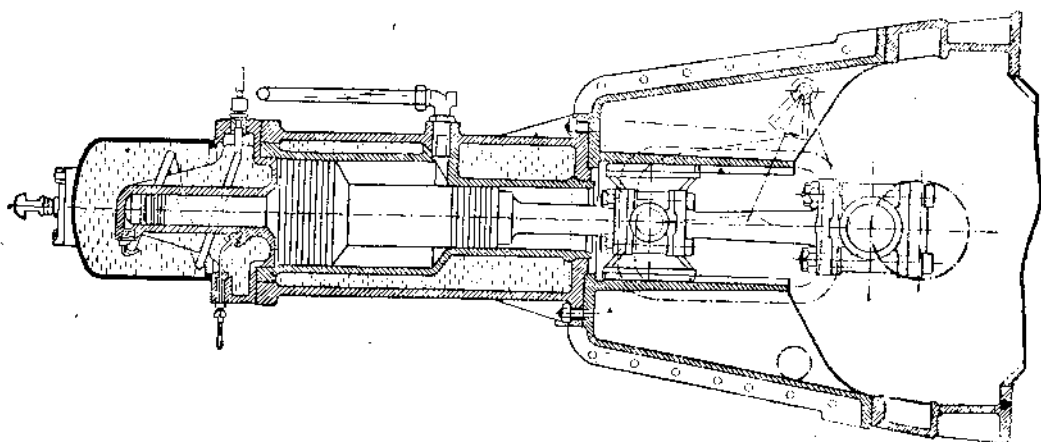
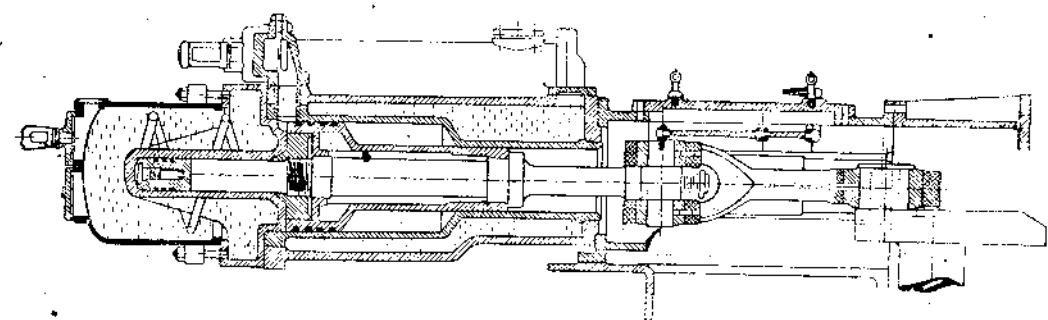


Фиг. 253.

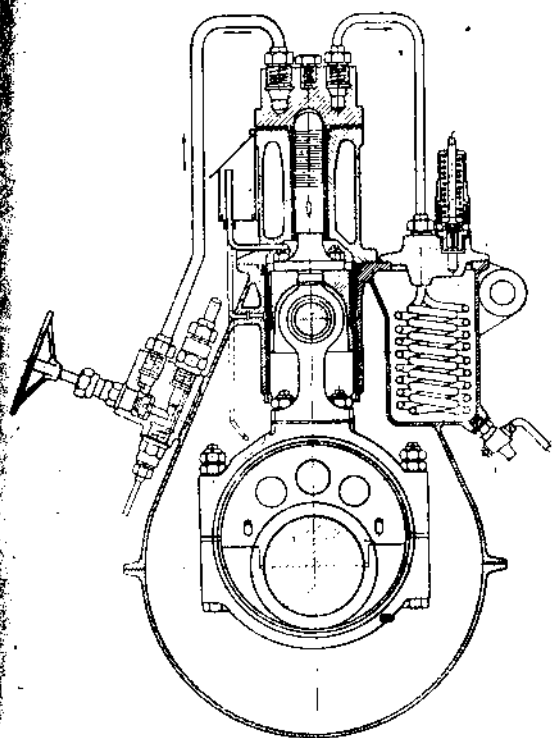
Фиг. 254.



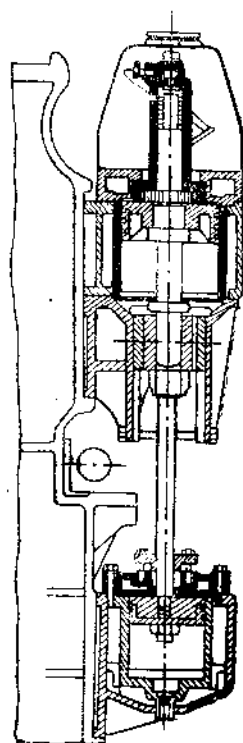
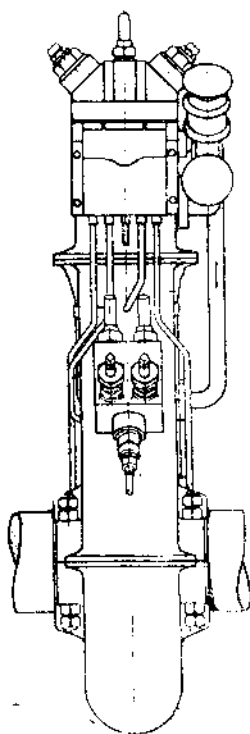
Фиг. 256.



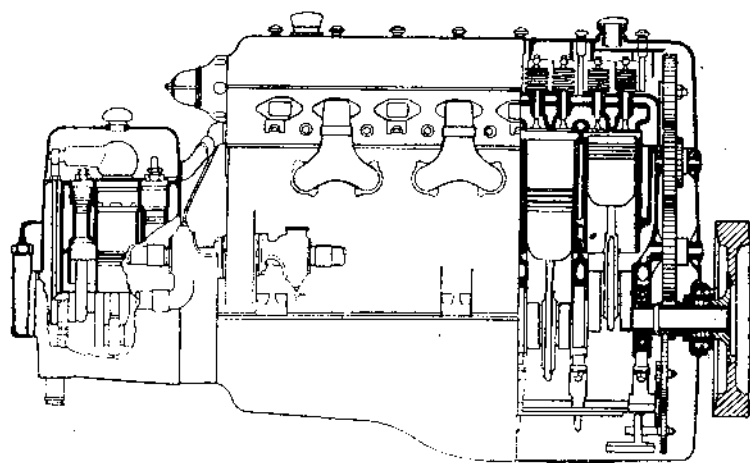
Фиг. 255.



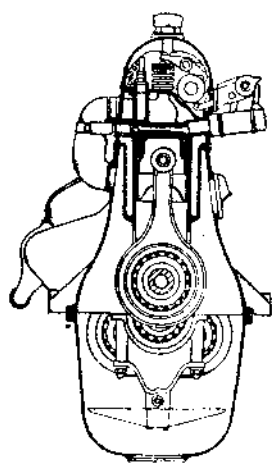
Фиг. 257 б.

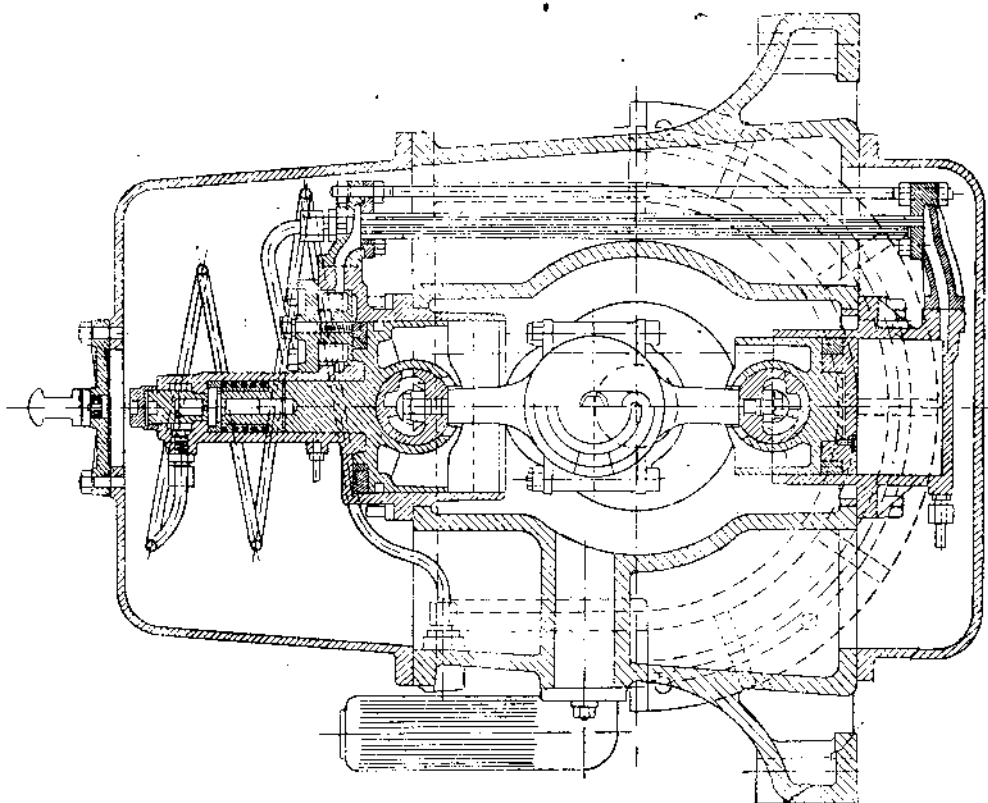
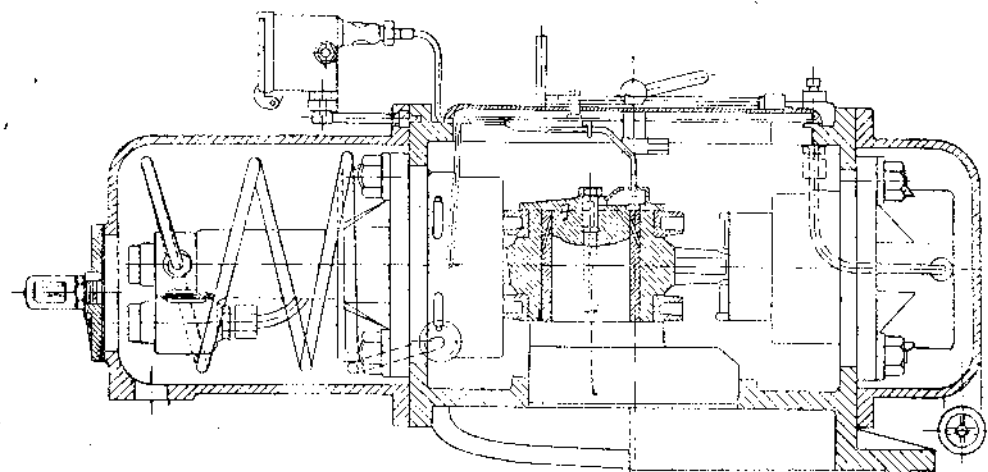


Фиг. 258.



Фиг. 259.





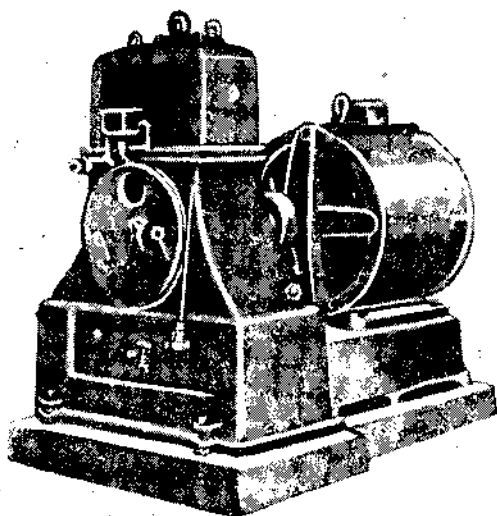
Фиг. 260.

На фиг. 262 и 263 показан (в разрезе) трехступенчатый насос этого же завода с четырьмя цилиндрами. На фигуре видны ступени давления, холодильники (*k* и *k*'').

Детали цилиндра низкого давления и поршневого пальца золотника показаны на фиг. 264 (в разрезе) и на фиг. 265 (внешний вид в сборе). Внешний вид насоса в целом дан на фиг. 266.

В таблице XXXII приведены основные данные этих насосов (относятся к насосам более старой конструкции, но все же характеризуют их качества).

Ниже приведем несколько конструкций отдельно стоящих насосов с приводом не от обслуживающего двигателя. Обычно эти насосы приводятся в действие электромотором или установленным для этой цели двигателем внутреннего сгорания. Это так называемый судовой вспомогательный агрегат, внешний вид которого показан на фиг. 211. Подобный насос завода Бурмайстр и Вайн для большей производительности показан на фиг. 267. Кроме способа привода и того, что он установлен на отдельной раме, он по существу ничем не отличается от насоса, стоящего на раме. Такого же типа насос (того же завода), но с золотниковым распределением дан на фиг. 268. Как видим из фигуры, в этом случае конструкция значительно усложняется. Подобного же типа насос, но с распределением типа Кестер в исполнении завода FMA (бывш. Покорный и Витекинд в Франкфурте на Майне) изображен на фиг. 269. Слева внизу показан водяной насос для охлаждения.



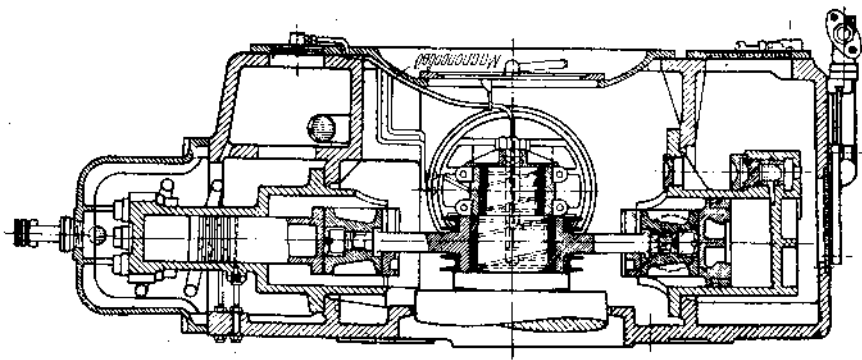
Фиг. 261.

Таблица XXXII
Данные насосов Ривель (по фиг. 263)

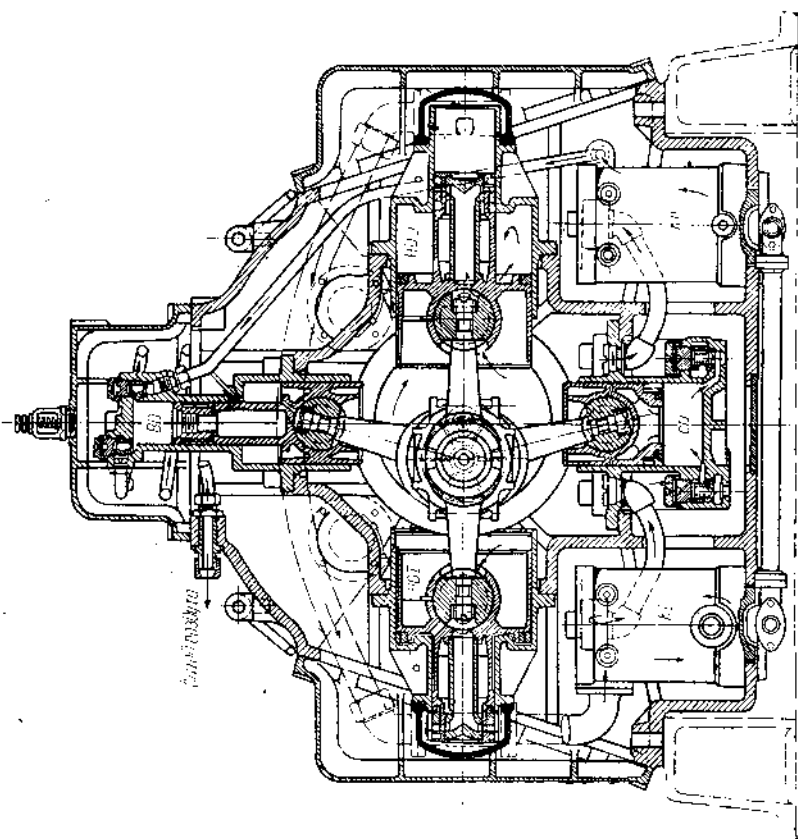
Тип	Число оборотов в минуту	Потребная мощность при конечном давлении		Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) ¹	Вес (кг)
		28 кг/см ²	70 кг/см ²		
ST6	350	16	20	1,44	810
ST7	325	19	24	1,745	810
ST8	325	25	32	2,275	840
ST9	300	34	43	3,130	1270
ST10	275	40	52	3,710	1320
ST11	275	63	86	5,778	2030

Выше на фиг. 210, был показан насос с обычным клапанным распределением специально предназначенный для установки в качестве судового вспомогательного агрегата. Он снабжен маховиком. Внешний вид

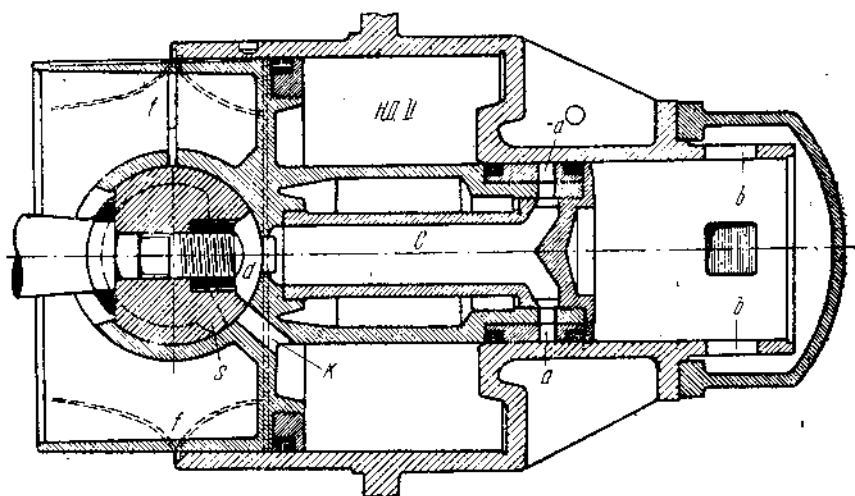
¹ Без учета объемного коэффициента полезного действия, т. е. объем, описываемый поршнем ступени низкого давления.



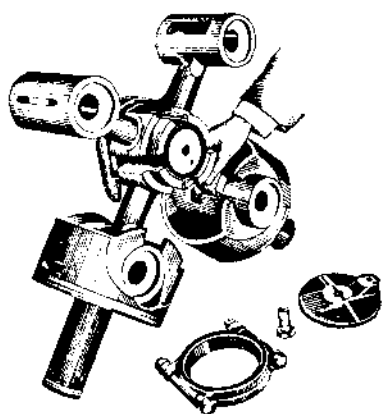
Фиг. 263.



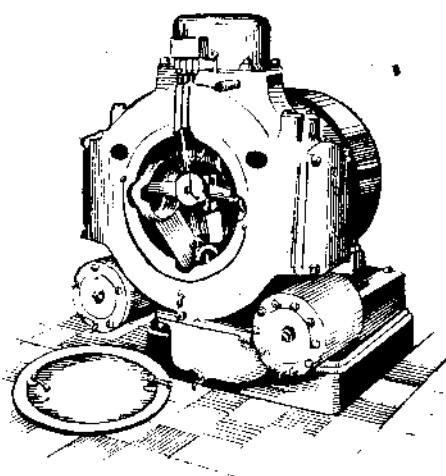
Фиг. 262.



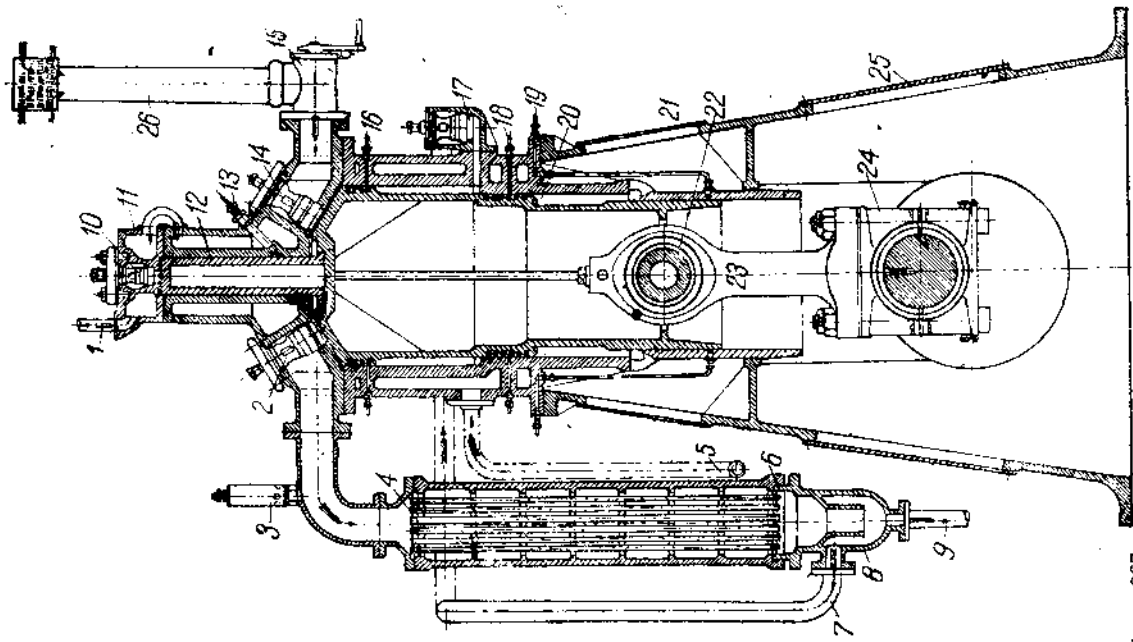
Фиг. 264.



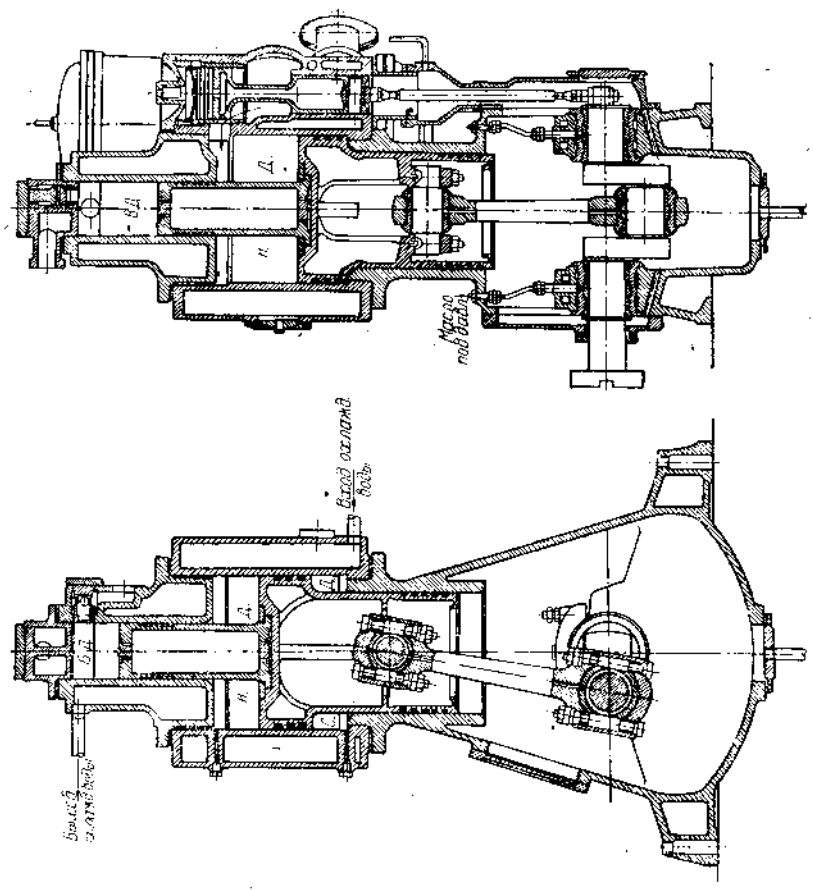
Фиг. 265.



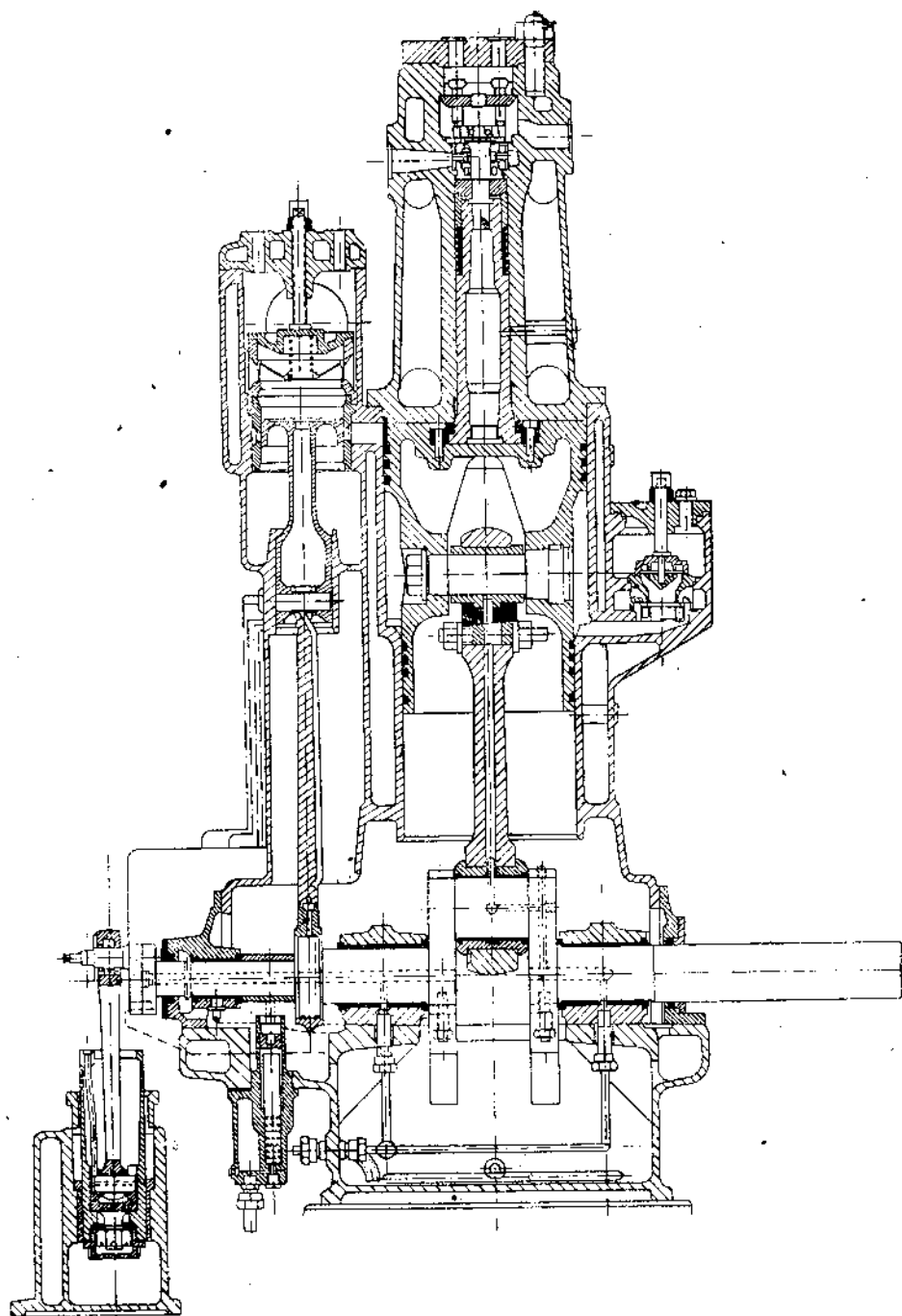
Фиг. 266.



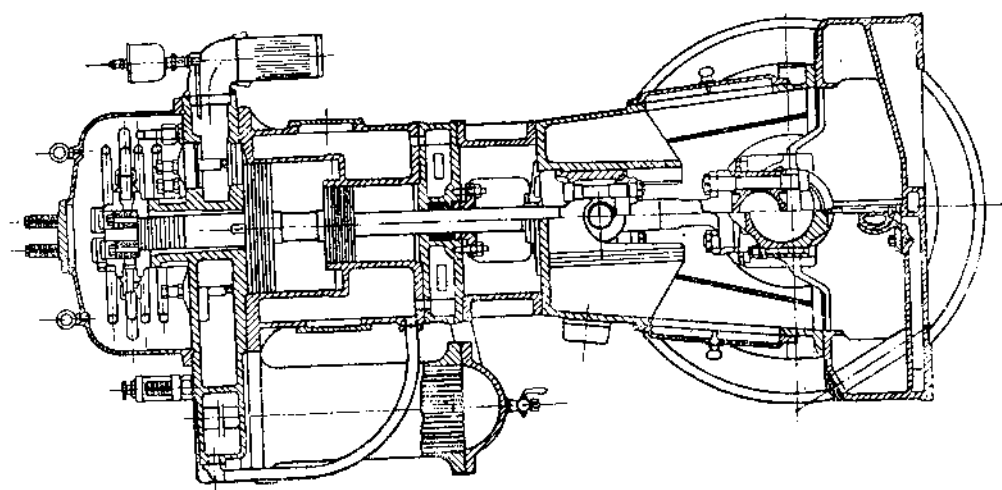
Фиг. 267.



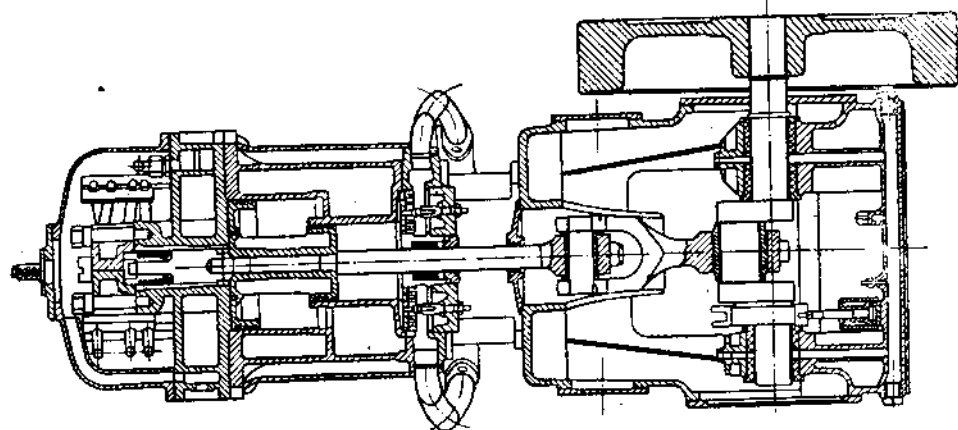
Фиг. 268.



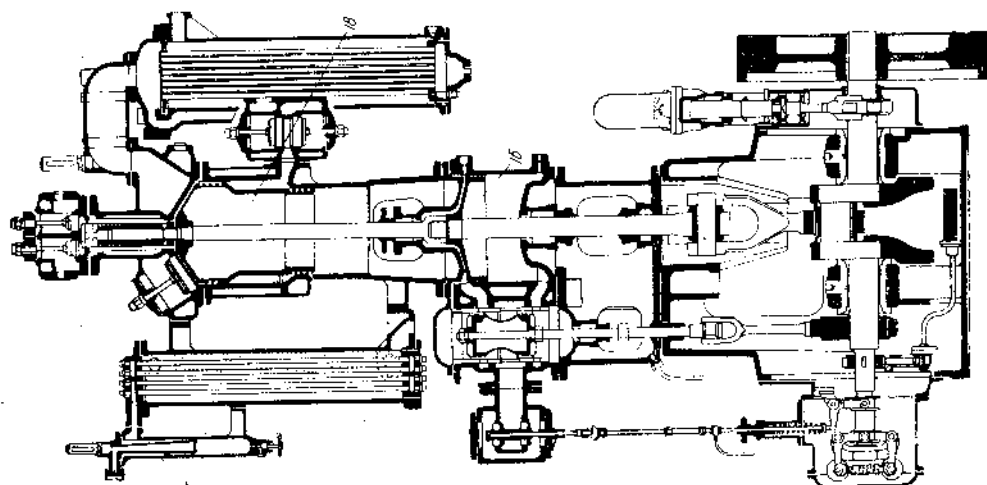
Фиг. 269.

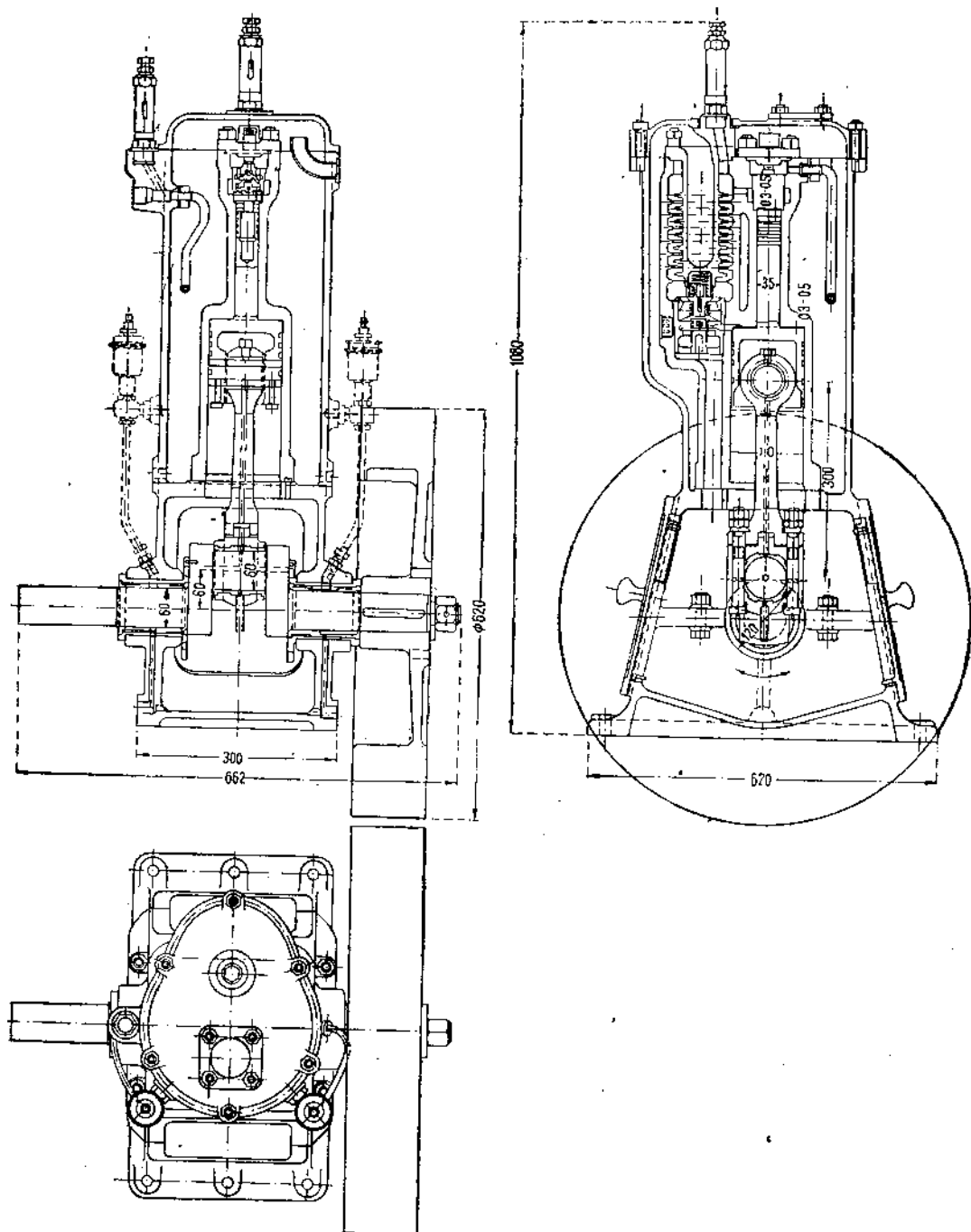


фиг. 271.

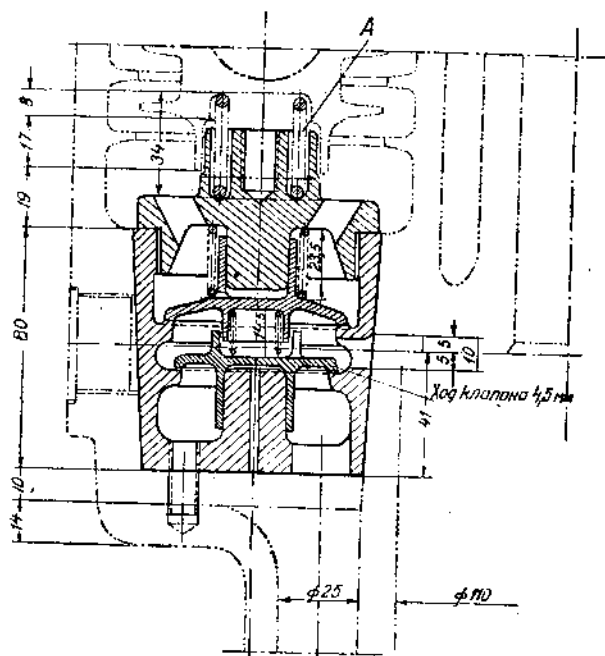


фиг. 270.





Фиг. 272.



Фиг. 274.

установки такого двухцилиндрового насоса с приводом от электромотора был показан на фиг. 211.

На фиг. 270 дан тот же насос, что и на фиг. 210, но поставленный на паровую машину, которая приводит его в движение.

На фиг. 271 представлен насос завода Ризель с оригинально выполненным в нижней части поршнем, являющимся здесь одной из ступеней давления.

В заключение приведем данные о насосах одного из заграничных заводов, строящего их специально для судовых вспомогательных агрегатов. На малые производительности завод строит насосы по типу, показанному на фиг. 272 с двумя ступенями давления, на большие производительности — по типу, показанному на фиг. 273. Деталь постановки клапана, выполненной в этом насосе очень компактно, показана на фиг. 274.

Основные данные, характеризующие выпускаемые заводом насосы, приведены в таблице XXXIII.

В таблице XXXIV приводятся данные испытания одного из насосов этого же завода.

Таблица XXXIII

Вертикальные двух- и трехступенчатые насосы на давление до 70 ат

Число ступеней	Производительность (м³/час)	Число оборотов в мин.	Число цилиндров	Потребная мощность (л. с.)	Диаметр цилиндра (мм)	Ход поршня (мм)	Примерный вес (кг)
Двухступенчатые	19	600	1	8	110/35	120	420
	38	600	2	15	110/35	120	520
	70	550	2	25	140/50	170	700
	200	450	2	70	240/80	140	1100
Трехступенчатые	200—250	300—400	1	55—75	310/270/70	180	2050
	240—300	300—400	1	68—95	340/295/75	180	2100
	270—340	300—400	1	76—105	360/310/80	180	2150
	400—500	300—400	2	110—150	310/270/70	180	3100
	480—600	300—400	2	130—180	340/295/75	180	3200
	540—680	300—400	2	145—200	360/310/80	180	3300
	800—1000	300—400	4	220—300	310/270/70	180	5750
	970—1200	300—400	4	255—360	340/295/75	180	5880
	1080—1360	300—400	4	385—400	360/310/80	180	6000

Протокол испытания насоса типа АСЗ1 от 25 февраля 1926 г.

Диаметр — 310 мм,
Число цилиндров — 4.
Ход поршня — 180.
Давление в баллоне — 70 ат.

Число оборотов в минуту
Низк. давл. Средн. давл. Выс. давл.

Время (часы и ми- нуты)	Число оборо- тов в мину- ту	Давление в промежуточных холодильниках (кг/см ²)			Показа- ния баро- метра (мм вод. ст.)	Температура воздуха в промежуточных холодильниках (°C)				Температура охлаждаю- щей воды (°C)		Дли- тель- ность замера Объём вытрав- ки	Процент дутья и до- чис- ла ат- мосфе- рно- го воздуха		
		Низк. давл.	Средн. давл.	Выс. давл.		Низкое давление		Среднее давление		Высокое давление				Вход	Вы- ход
						вход	выход	вход	выход	вход	выход				
П у с к в х о д															
13 00															
14 00	320	3,7	17	70	9 927	172/167	54/49	139/137	34/40	144/145	37/30	8	32	—	
14 30	320	3,7	17	70	9 927	175/170	54/50	143/140	34/39	147/149	36/29	8	31	8' 34"	
15 00	320	3,7	17	70	9 927	176/172	56/52	146/144	36/41	152/153	38/31	8	33	3' 29"	
15 30	320	3,7	17	70	9 927	177/172	55/51	146/143	35/39	151/151	36/29	8	30	3' 29"	
16 00	320	3,7	17	70	9 927	175/170	54/51	143/140	34/38	145/145	35/28	8	29	—	
16 30	320	3,7	17	70	9 927	177/174	55/52	146/144	35/39	150/151	36/30	8	30	3' 28"	
17 00	320	3,7	17	70	9 927	177/173	55/52	146/143	36/40	150/151	37/31	8	31	3' 29"	
17 05		О с т а н о в к а													

Средняя производительность в час атмосферного воздуха V =

Давление смазочного масла—0,6 кг/см².

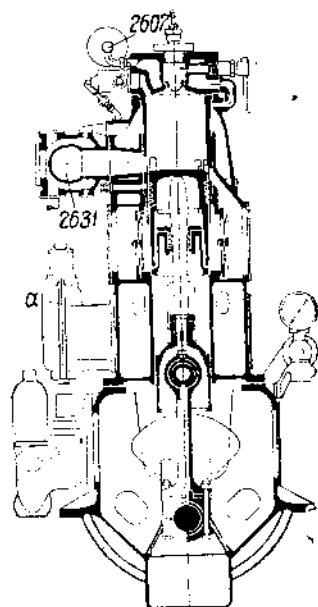
Вредное пространство

	Вредное пространство			
	Цилиндр № 1	Цилиндр № 2	Цилиндр № 3	Цилиндр № 4
Низкое давление	1,6	1,3	1,3	1,3
Среднее давление	1,3	1,7	1,5	1,9
Высокое давление	1,9	1,9	1,7	1,7
Прокладка в шатуне	4	3,5	4,4	3,7

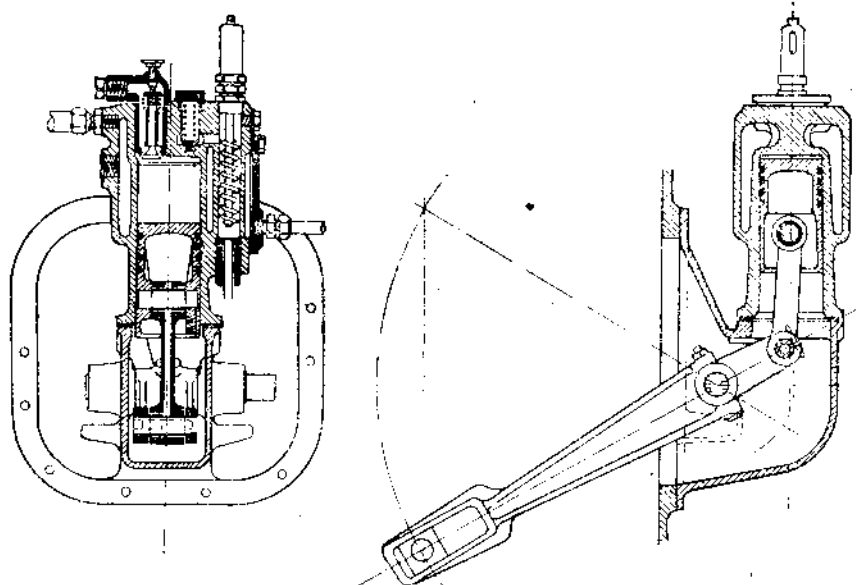
Эти насосы могут выполняться как с приводом от обслуживаемого двигателя, так и с независимым от него приводом. Насосы типа с приводом от обслуживаемого двигателя появились сравнительно недавно, с возникновением так называемых „бескомпрессорных“ дизелей. Насосы такого назначения с независимым от двигателя приводом существуют со времени появления сравнительно мощных двигателей внутреннего сгорания, в которых пуск в ход требовал применения каких-либо вспомогательных средств. Одним из наиболее распространенных и является пуск сжатым воздухом. С точки зрения схемы построения насосы с приводом от обслуживаемого двигателя делаются по типу насосов, описанных в предшествующем разделе.

Наиболее распространенными являются схемы, показанные на фиг. 231 под номерами 1, 2 и на фиг. 232 под номерами 1, 2 и 11.

Общее расположение на двигателе насоса, выполненного по схеме 2 фиг. 231, показано на фиг. 275 на двигателе РК 30. Здесь пусковой насос помечен буквой *a*. Разрез насоса этого завода для двигателя РК 20 показан на фиг. 276. Как видим, насос — одноступенчатый, поршневой. Развиваемое им давление достигает 25 ат. Размеры этого насоса: диаметр поршня — 70 мм, ход поршня — 80 мм. Число оборотов такое же, как двигателя — $n = 375 \div 450$ об/мин. Таким насосом можно обслуживать двигатель, имеющий до шести цилиндров и развивающий до 150 л. с.



Фиг. 275.



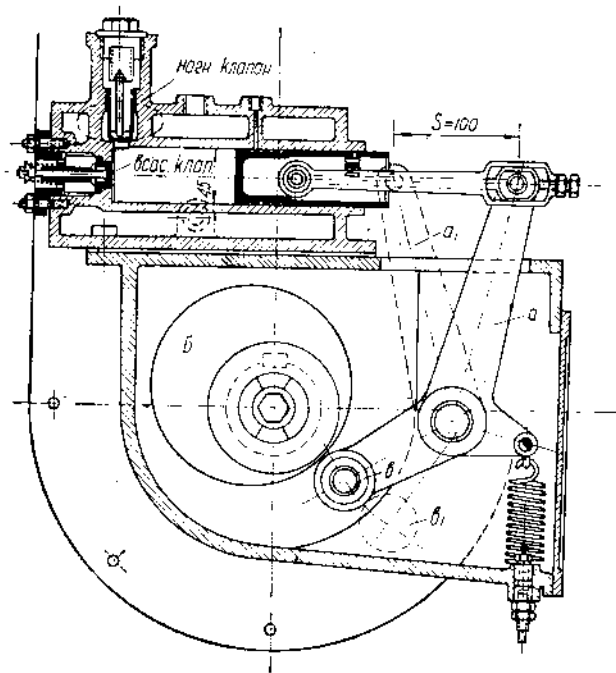
Фиг. 276.

Насос приводится в действие с помощью коромысла (видно на фиг. 276) от крейцкопфа двигателя.

Для двигателей больших размеров тот же завод применяет насос такой же конструкции, но с диаметром в 80 мм, ходом поршня в 95 мм и числом

оборотов — 300 в мин. Примерная производительность такого насоса по всасыванию — $0,13 \text{ м}^3/\text{мин}$. Насос обслуживает двигатель с числом цилиндров до шести и мощностью до 220 л. с. При этом он в состоянии наполнить пусковой баллон примерно на четыре пуска в течение 12 минут. Иногда для достижения еще большей компактности двигателя применяют установку такого типа, что коромысло приводит одновременно в действие не только воздушный насос, но и расположенный ниже коромысла водяной насос. Последний при этом служит крейцкопфом для воздушного насоса (см. фиг. 277).

Из интересных особенностей этого насоса нужно отметить способ выключения его. Так как нецелесообразно, чтобы насос работал в течение всего времени работы двигателя, то, после накачки достаточного количества воздуха в баллон, при посредстве рукоятки *а* открывают всасывающий клапан, который остается открытым в течение всего времени



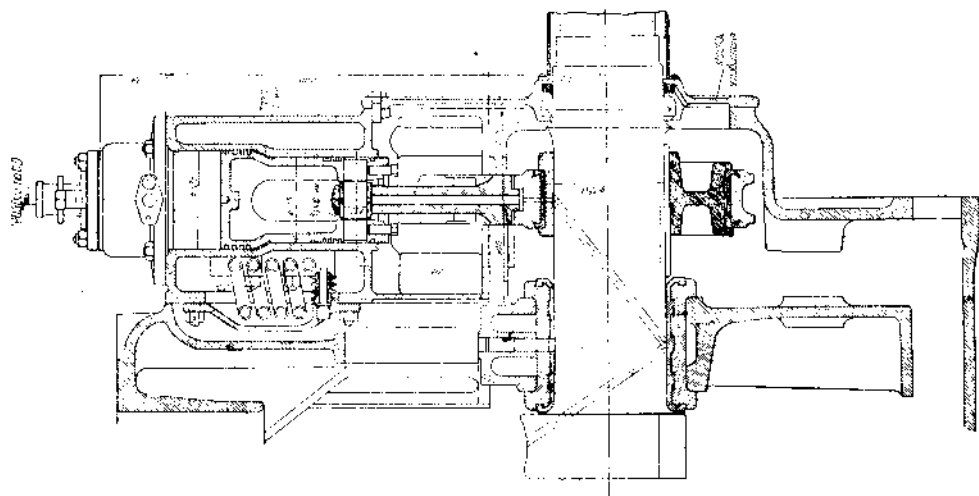
Фиг. 277а.

работы двигателя. Тогда не происходит сжатие воздуха в насосе, а только перекачка его (из атмосферы и обратно), на что затрачивается значительно меньшая мощность, чем на сжатие.

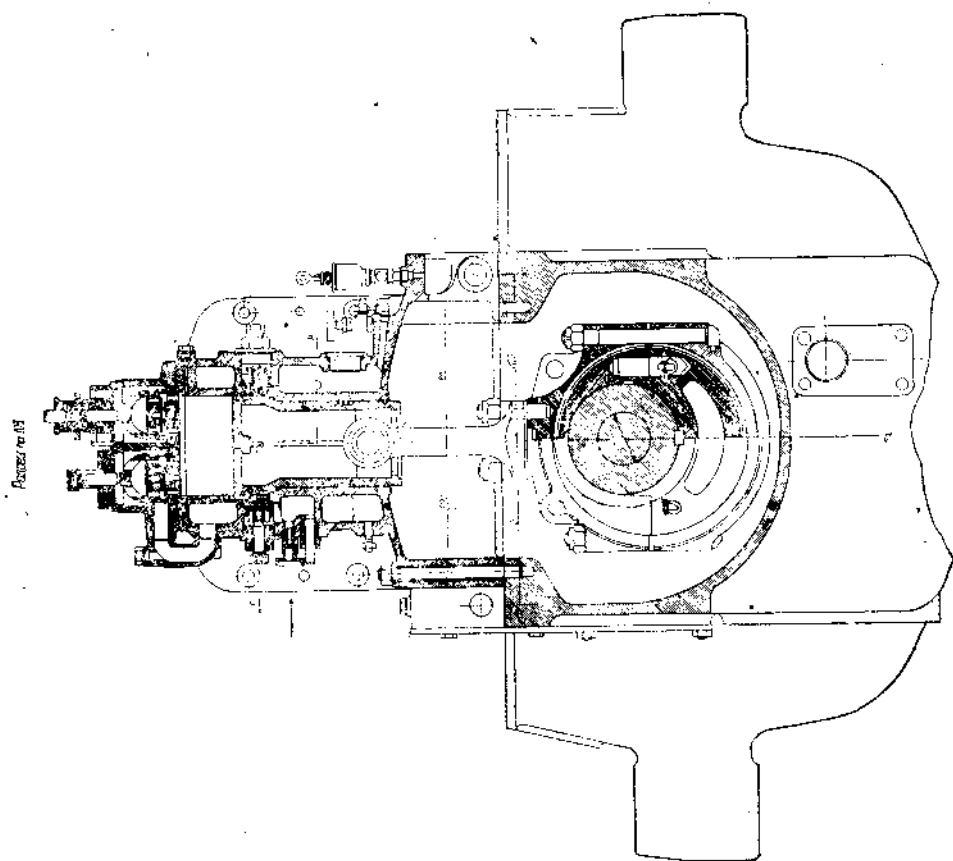
Способ выключения насоса на ходу показан на фиг. 277а. Здесь имеется насос с диаметром в 45 мм и ходом 100 мм при числе оборотов 900 в мин., обслуживающий четырехтактный дизель с четырьмя цилиндрами диаметром в 210 мм и с ходом в 300 мм, развивающим при 900 об/мин мощность в 225 л. с. Насос приводится в действие кулачком *Б*, вращающимся от коленчатого вала двигателя через коромысло *а*, имеющее на конце ролик *б*. Если отвести коромысло в положение *а₁*, то ролик отойдет от кулачка и насос будет выключен.

Другой тип привода пускового насоса иллюстрируется примером двигателя завода Дейц марки VM. Здесь (см. фиг. 278) насос приводится в действие непосредственно от коренного вала двигателя, а от эксцентрика, одетого на конец вала двигателя. Насос таким образом приводится в действие с тем же числом оборотов, что и двигатель.

Основные размеры этого двухступенчатого насоса следующие: диаметр ступени низкого давления—132 мм, диаметр ступени высокого давления—



Фиг. 278.



114 мм, ход поршня — 70 мм, число оборотов — 250 — 300. Насос обслуживает двигатель с числом цилиндров до четырех и мощностью до 200 л.с. На фиг. 279 показан поршень такого насоса.

На фиг. 280 показан подобный же тип установки насоса в выполнении Бродерхуда-Рикардо. Здесь насос также расположен на торце двигателя, но привод его осуществляется не непосредственно от коренного вала двигателя, а через замедлительную передачу. Двигатель имеет число оборотов от 900 до 1000, а насос делает примерно 350 — 400 об/мин.

Наконец, на фиг. 281 показана установка пускового насоса на авиационном двигателе. Как видим из фигуры, здесь насос приводится в движение от вертикального валика двигателя через коническую шестеренку и специальный кривошип.

Насос — одноступенчатый, число оборотов его в 1,5 раза больше числа оборотов коренного вала двигателя и равно приблизительно 2100 об/мин. Размеры насоса примерно таковы: диаметр — 35 мм, ход поршня — 25 мм.

В этой группе насосов следует упомянуть еще насос завода British Thomson Houston, имеющий исключительно малый вес и предназначенный для авиационных моторов. Разрез этого насоса показан на фиг. 282. На фиг. 283 дан внешний вид одноцилиндрового насоса, а на фиг. 284 — двухцилиндрового, составленного из двух одноцилиндровых, путем свинчивания их фланцев.

Этот насос приводится в действие вращением коленчатого вала его, например путем вставки конца вала со шлицами в конец коленчатого вала двигателя, а корпус насоса прикрепляется к картеру двигателя. Тогда насос вращается с числом оборотов, с которым работает двигатель или соответствующий валик. Привод может быть также осуществлен посредством гибкого вала.

Центральная часть насоса состоит из основного поршня *a*, поршня-крейцкопфа *b* и квадратного камня, скользящего в крейцкопфе слева направо и обратно под влиянием коленчатого вала при подъеме и опускании поршня. Насос — двухступенчатый. Воздух всасывается в ступень низкого давления через клапан *z*, в котором имеется фильтр, затем сжимается в ступени низкого давления, образованной картером насоса, и через щель *d* поступает в ступень высокого давления. Здесь воздух сжимается и через шариковый клапан *u* уходит в сеть. Клапан *e* и канал *ж* служат для перепуска излишка воздуха (в случае чрезмерного повышения давления) обратно в ступень низкого давления.

Насос этот при числе оборотов 1200 в минуту дает в одноцилиндровом исполнении до 0,01 м³/мин. Данные этих насосов приведены в таблице XXXV.

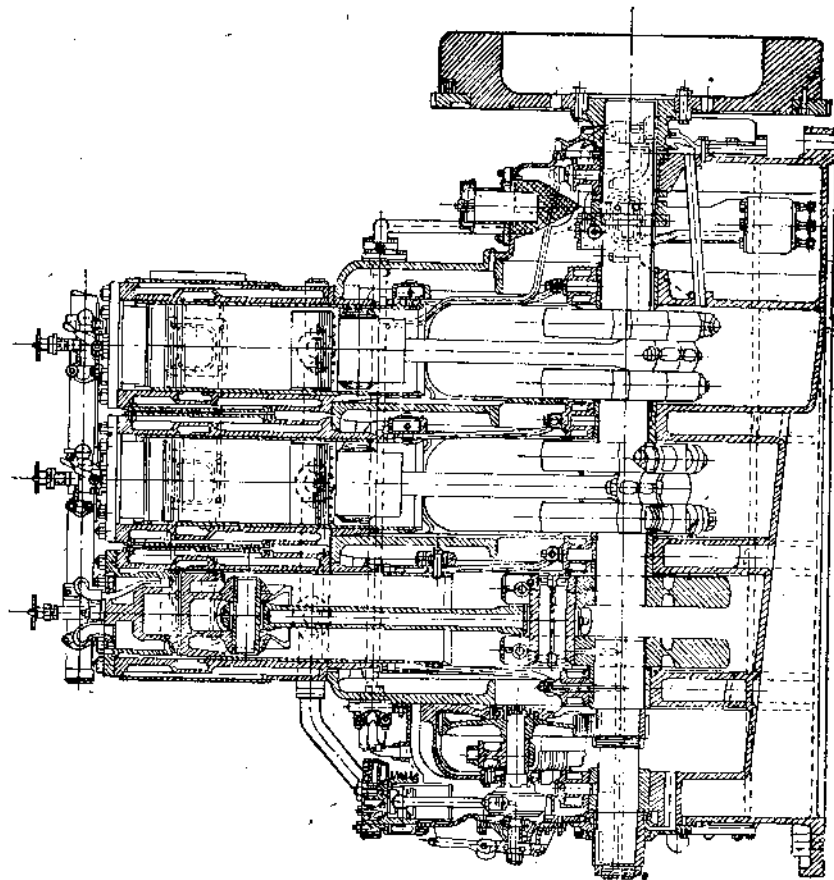
Таблица XXXV

Пусковые насосы завода ВТН

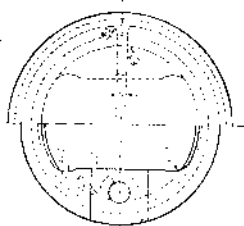
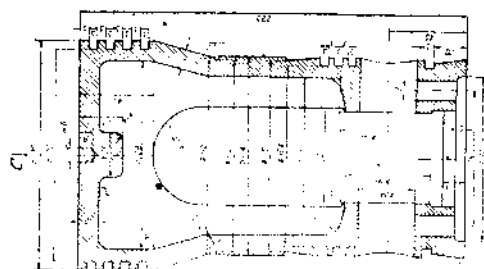
Число цилиндров	Производительность (м ³ /мин)	Число оборотов в мин.	Давление (кг/см ²)	Потребная мощность (л.с.)	Примерный вес (кг)
1	0,01	1200	12,7	0,175	1,84
2	0,02	1200	12,7	0,35	3,7

Переходим теперь к рассмотрению пусковых насосов с самостоятельным приводом. Конструкций таких насосов существует очень много, ибо большинство фирм, строящих воздушные поршневые насосы, выпускают и такие насосы на давления до 12 — 16 — 25 ат. Мы рассмотрим лишь несколько типичных конструкций.

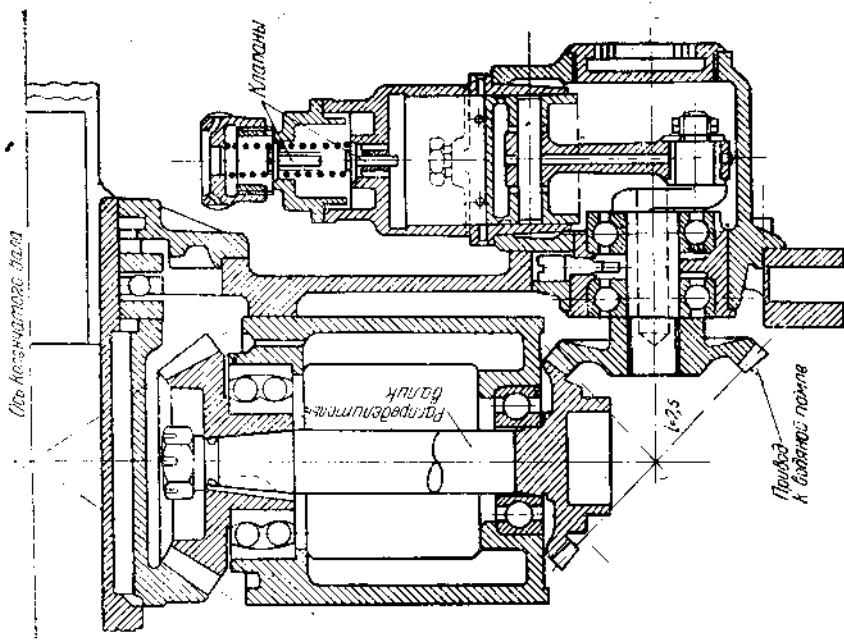
На фиг. 285 показан горизонтальный двухступенчатый насос с клапанным распределением и вертикальным холодильником. Такой насос развивает давление до 10 ат. Он применяется для пуска в ход газовых и т.п. машин. Конструкция его ясна из фигуры (вид сверху — разрез по оси цилиндра).



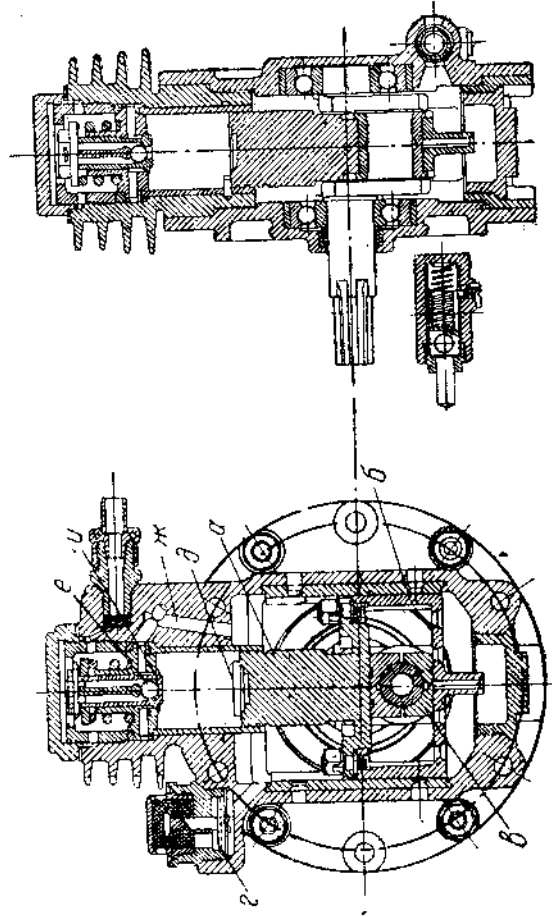
Фиг. 280



Фиг. 279



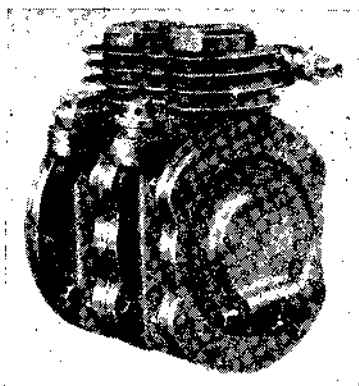
Фиг. 281.



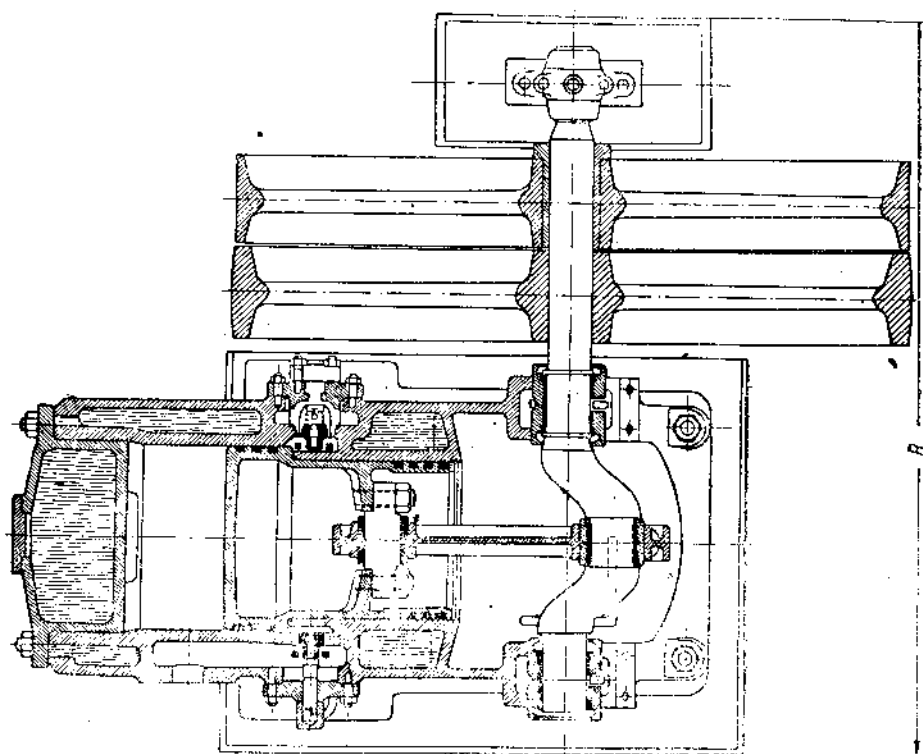
Фиг. 282.



Фиг. 283.



Фиг. 284.



Фиг. 285.

На фиг. 286 показан внешний вид такого насоса.

В таблице XXXVI приведены данные о вертикальном одноступенчатом насосе, развивающем давление до 15 кг/см^2 (не длительно) завода Клейн, Шанцлин и Беккер.

Таблица XXXVI

Пусковые насосы завода Клейн, Шанцлин и Беккер

Тип	Диаметр	Ход	Число оборотов в мин.	Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$)	Род охлаждения	Потребная мощность при давлении (кг/см^2)			Габариты, размеры		
						8	10	15	Высота	Ширина	Длина
К I	60	50	950	5,9	Воздушное	1,1	1,2	1,3	420	250	365,5
К I	60	50	1 450	9,0	Водяное	1,7	1,8	1,9	420	250	365,5
К 3	100	80	953	225	Водяное	4,6	4,9	5,1	520	400	423
К 9	125	120	725	41	Водяное	6,6	7,1	7,4	655	500	520

На фиг. 287 показан разрез одноступенчатого насоса завода Кертис на давление до 10 ат , нормально и недлительно до 12 ат . Это—также одноцилиндровый насос. Внешний вид его показан: на фиг. 288—с воздушным охлаждением цилиндра, а на фиг. 289—с водяным охлаждением. На фиг. 290 изображен такой насос с двумя цилиндрами и водяным охлаждением.

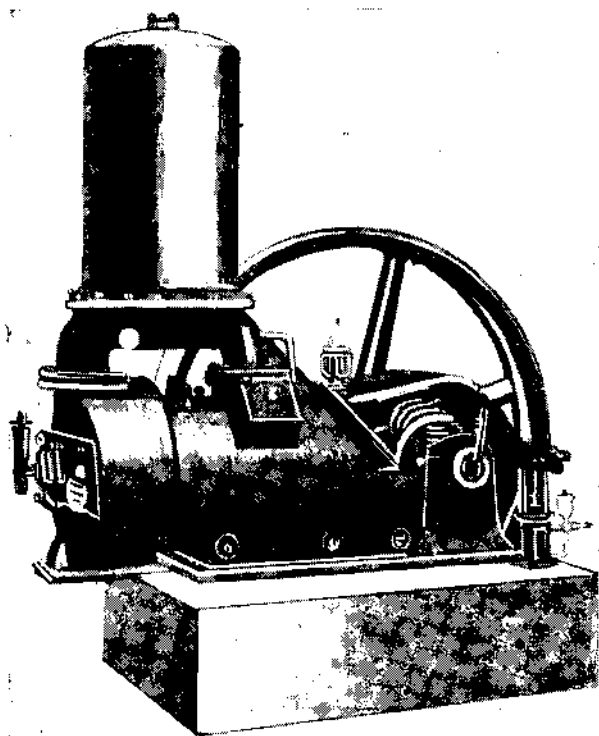
На фиг. 291 и 292 показаны два двухступенчатых насоса завода Рато на давления: от 12 до 25 ат (фиг. 291) и до 30 ат (фиг. 292). Основные данные этих насосов приведены в таблице XXXVII.

Таблица XXXVII

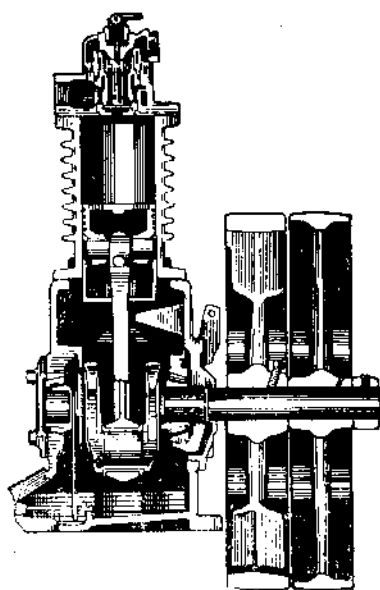
Насосы завода Рато

Тип	Давление (кг/см^2)	Число оборотов в мин.	Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$)	Потребная мощность (л. с.)	Диаметр (мм)	Ход поршня (мм)	Примерный вес (кг)	Потребное количество охлаждающей воды ($\text{м}^3/\text{час}$)	Габаритные размеры (мм)			Примечание
									Длина	Ширина	Высота	
CS 1	12	375	5,5	55	—	—	2 600	2,300	—	—	—	См. фиг. 291
CS 2	12	400	7,0	70	—	—	2 710	2,900	—	—	—	
CH 1	25	400	3,7	55	—	—	2 300	2,300	—	—	—	
CH 2	25	428	4,7	70	—	—	2 400	2,900	—	—	—	
RH 1	30	550	0,36	3,5	100/40	100	155	130	410	485	930	См. фиг. 292
		525	0,675	6,5	125/50	125	210	20	484	550	1060	
		500	1,340	12,5	160/65	160	320	440	582	640	1280	
		375	2,00	18,5	200/76	200	480	620	670	730	1520	
RH 2	30	500	2,68	25	160/5	160	530	880	954	700	1280	
		375	4,00	37	200/25	200	695	1,240	1100	780	1520	

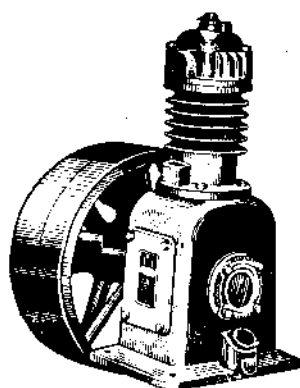
Наконец, на фиг. 293 показан двухступенчатый насос завода Кертис с двумя параллельными вертикальными цилиндрами, из которых левый низкого, а правый высокого давления. На фиг. 294 дан внешний вид подобного насоса. Конструкция его ясна из фигуры. Этот насос дает давление до 13 ат и строится следующих трех размеров:



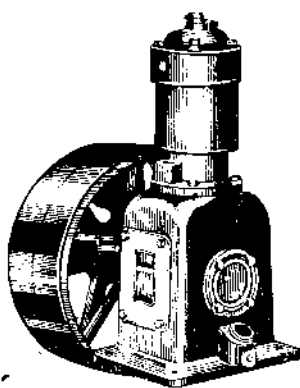
Фиг. 286.



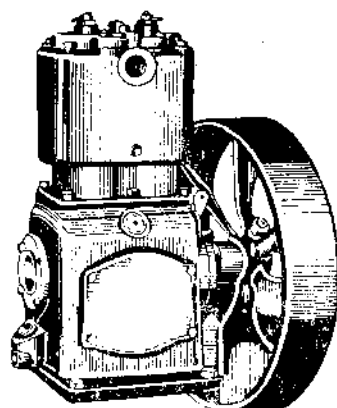
Фиг. 287.



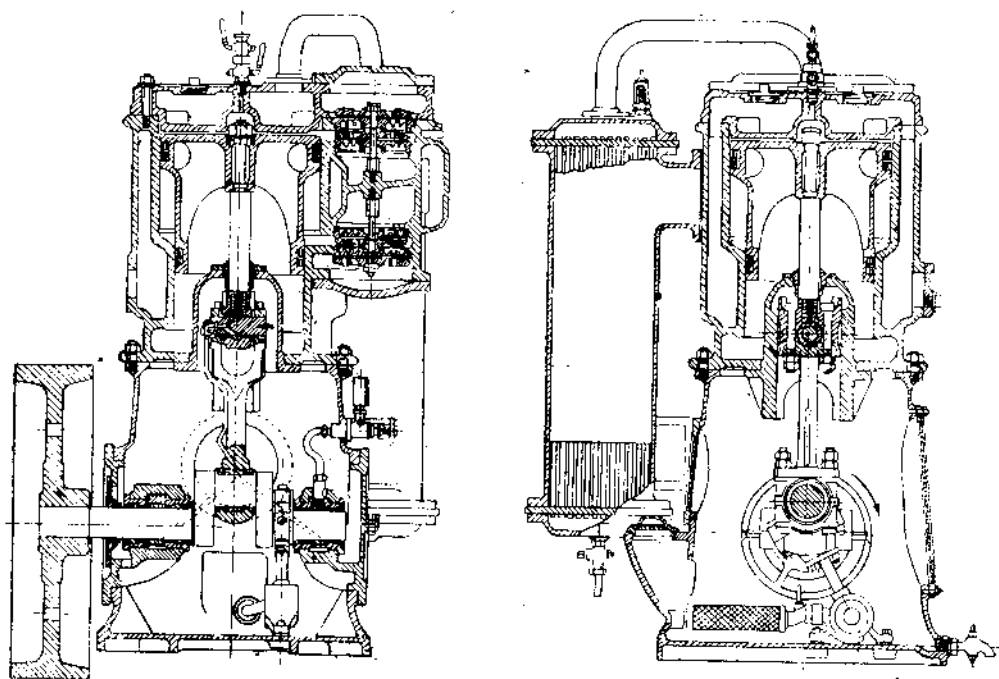
Фиг. 288.



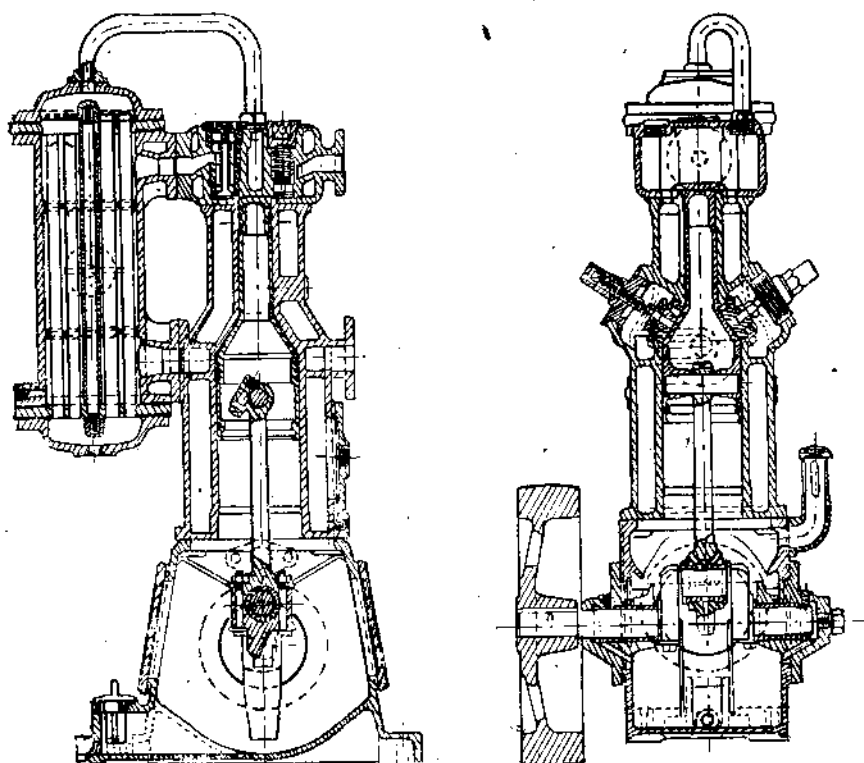
Фиг. 289.



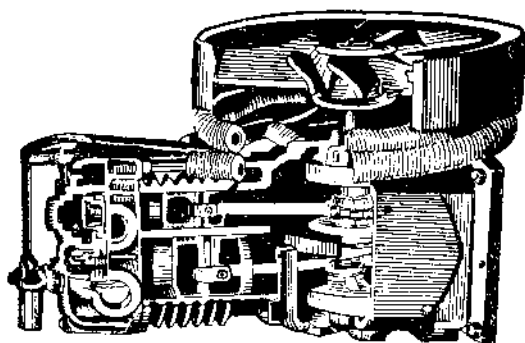
Фиг. 290.



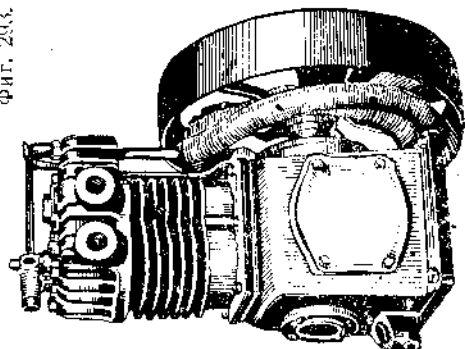
Фиг. 291.



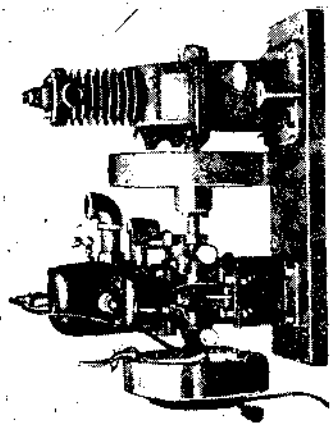
Фиг. 292.



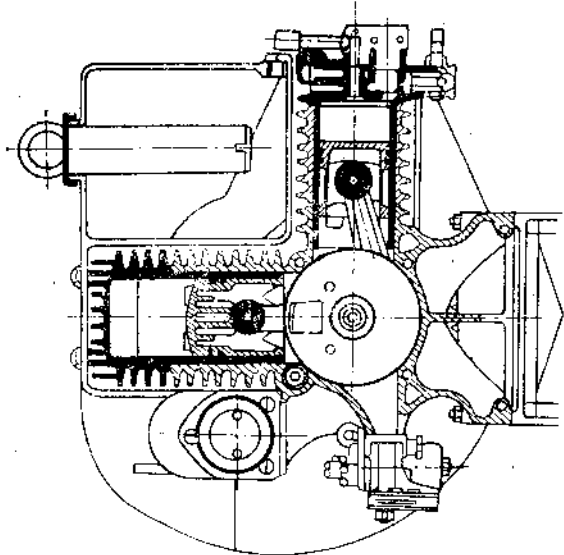
Фиг. 293.



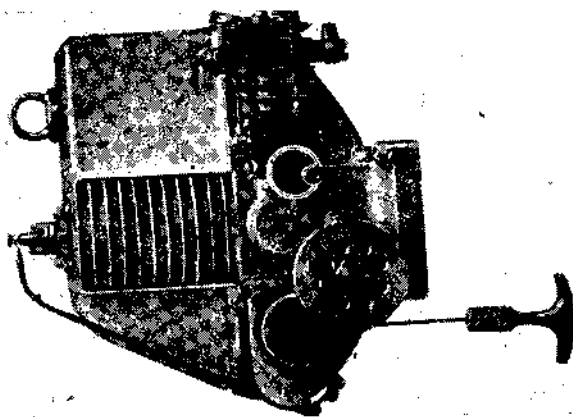
Фиг. 294.



Фиг. 295.



Фиг. 296.



Фиг. 297.

	I	II	III
Диаметр	76,2/41,3	85,8/41,3	106,4/54
Ход	76,2	76,2	88,9
Число оборотов в мин.	800	800	800
Производительн. ($\text{м}^3/\text{мин}$)	0,28	0,35	0,7

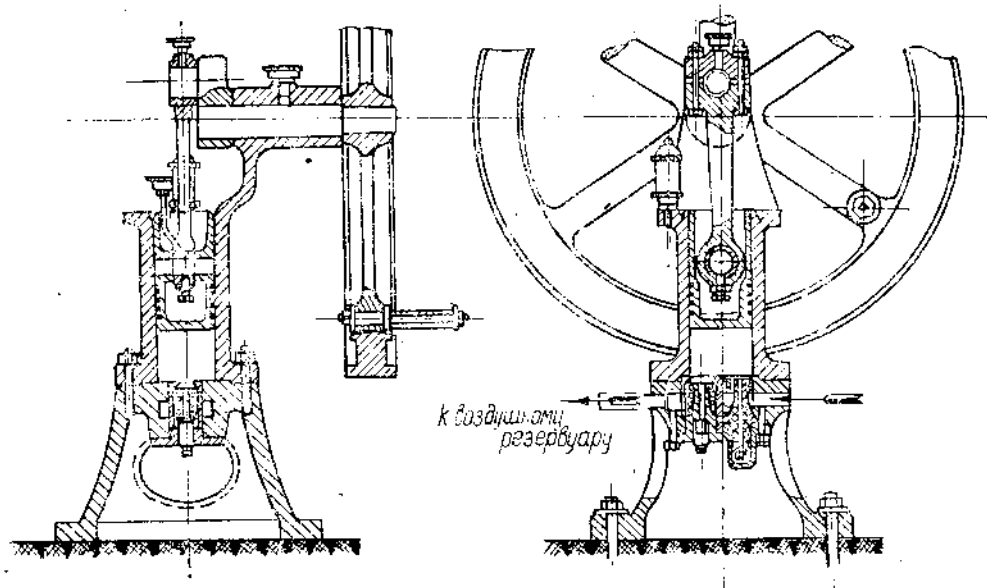
Нужно еще отметить конструкцию насосов с приводом от отдельных двигателей. На фиг. 295 показан простейший агрегат, в котором соединены насос и двигатель на общей плите. Число оборотов насоса и двигателя 500—800 об/мин. Производительность—примерно $0,2 \text{ м}^3/\text{мин}$.

На фиг. 296 показан более сложный агрегат подобного же типа, для авиации; в нем насос соединен с двигателем в один агрегат. Двигатель здесь одноцилиндровый так же, как и насос. Помещены они друг к другу под углом в 90° . Этот же двигатель приводит в движение и динамомашину для радио и пр. Основные данные этих насосов, строящихся заводом Гарелли в Италии, даны в таблице XXXVIII.

Таблица XXXVIII

Тип	Число оборотов в минуту	Примерная производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$)	Максимальное давление ($\text{кг}/\text{см}^2$)	Диаметр цилиндра насоса мм	Диаметр цилиндра двигателя мм	Ход поршня мм	Вес без генератора кг
RB	2680	0,19	25,6	60	•	60	20,5
LD	3 000	0,1	20	50	56	48	14,3
	320—4 200	0,8	20	40	46	40	7,7

Внешний вид насоса (агрегат-мотор-компрессор-генератор) Гарелли показан на фиг. 296а. Рукоятка служит для запуска мотора.

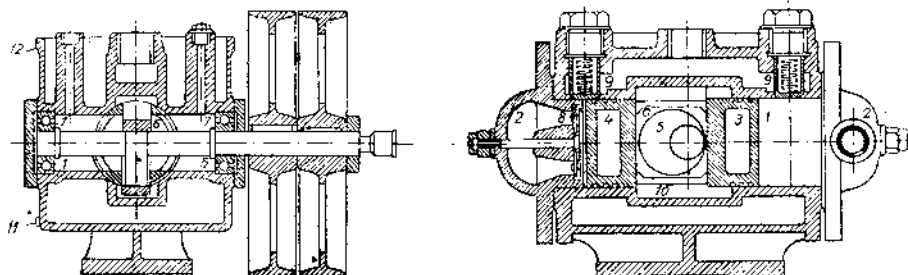


Фиг. 297.

В заключение нужно рассмотреть еще несколько специальных конструкций насосов. Прежде всего, на фиг. 297 показан насос с ручным приводом, служащий для подкачки баллонов в небольших установках. Следует отметить, что даже правилами Ллойда на судах с двигателем до

100 л. с. в качестве резервных агрегатов допускается применение насосов с ручным приводом. Устройство этого насоса и способ его действия ясны из фигуры.

На фиг. 298 показан в разрезе одноступенчатый насос завода Кнорр-Бремзе без коленчатого вала. Здесь мы имеем два цилиндра 1 (справа и слева), в которых ходят связанные между собой поршни 3 и 4. Перемещение их происходит под влиянием эксцентрика 5. Этот насос может быть сделан и двухступенчатым; тогда он развивает давление до 15 ат. Внешний вид такого насоса показан на фиг. 299. Сверху помещен промежуточный холодильник.

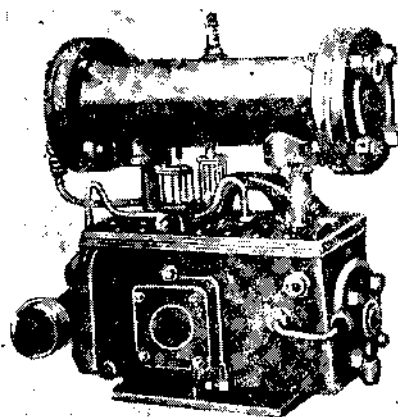


Фиг. 298.

Основные данные подобных насосов, являющихся чрезвычайно компактными, приведены в таблице XXXIX.

Таблица XXXIX

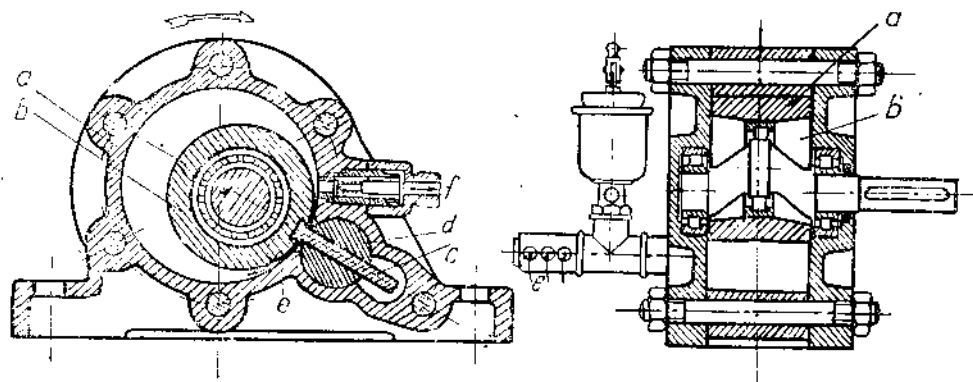
Диаметр цилиндра (мм)	Ход поршня (мм)	Число оборотов в мин.	Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$)	Потребная мощность (л. с.)	Давление сжатия ($\text{кг}/\text{см}^2$)	Расход охлаждающей воды (л./час)	Примерный вес (кг)
125/65	40	500	0,25	2,15	15	200	140
160/80	50	500	0,5	4,0	15	300	247
210/105	60	500	1,0	8,3	15	400	406



Фиг. 299.

Конструкция очень небольшого компактного насоса на давление до $8 \text{ кг}/\text{см}^2$ показана на фиг. 300. Устройство его следующее. Небольшой

В последнем имеется одна лопатка *c*, проходящая через золотник *d*, управляющий всасыванием. Лопатка разделяет пространство всасывания и наг-



Фиг. 300.

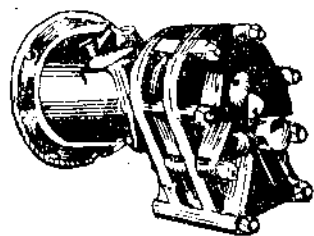
нетания. Число оборотов такого насоса от 1000 до 1500 в мин. Производительность, получаемая при этом, дана в таблице XL.

Таблица XL

Тип	Производительность (м ³ /мин)	Число оборотов	Потребная мощность (л. с.)	Давление (кг/см ²)	Вес (кг)	Габаритные размеры (м)		
						Длина	Ширина	Высота
SU 5	0,050	1500	0,4	8	55	550	280	420
SU 10	0,065	1000	0,55	8	70	650	350	450
SU 20	0,13	1000	1,1	6	90	800	400	500

На фиг. 301 показан внешний вид такого насоса.

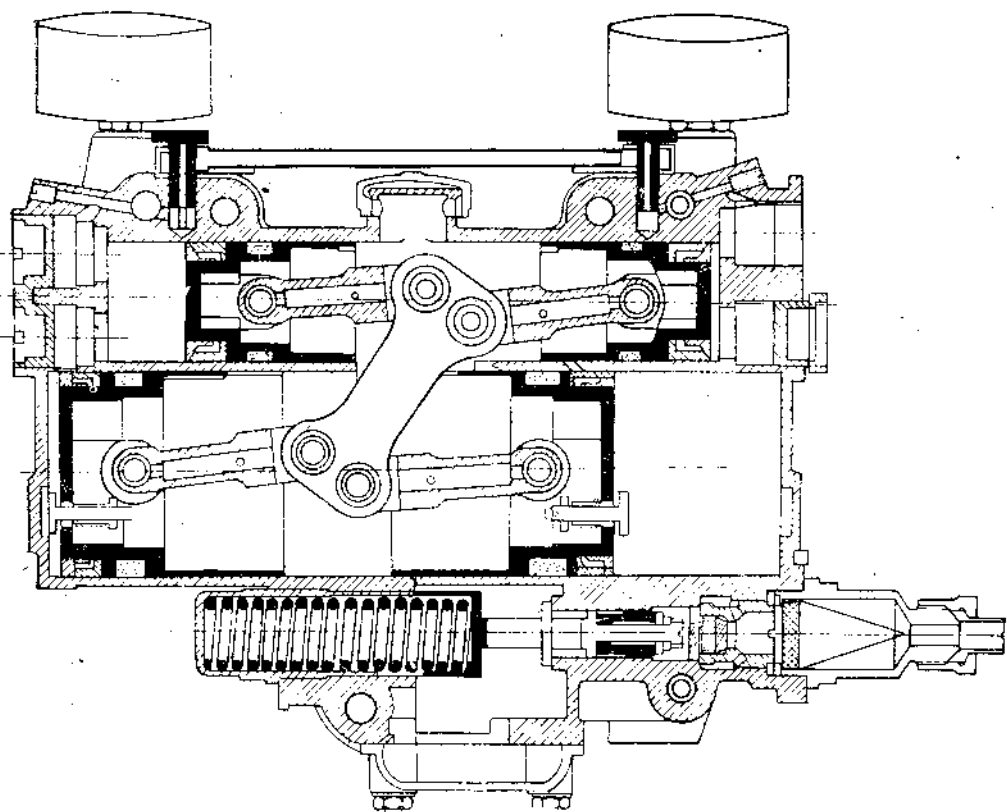
На фиг. 302 дан насос типа Виет, служащий для сжатия воздуха и прокачки его вместе с парами горючего в цилиндр авиационного двигателя для его запуска. Это — простой поршневой насос с ручным приводом. Сжатие производится в двух ступенях. Имеется два цилиндра низкого и два высокого давления. Привод обоих поршней производится рычагом сложной формы. Горючее подается из специального карбюратора через смеситель. На фиг. 302а показана схема установки такого насоса. (Схема действия ясна из надписей).



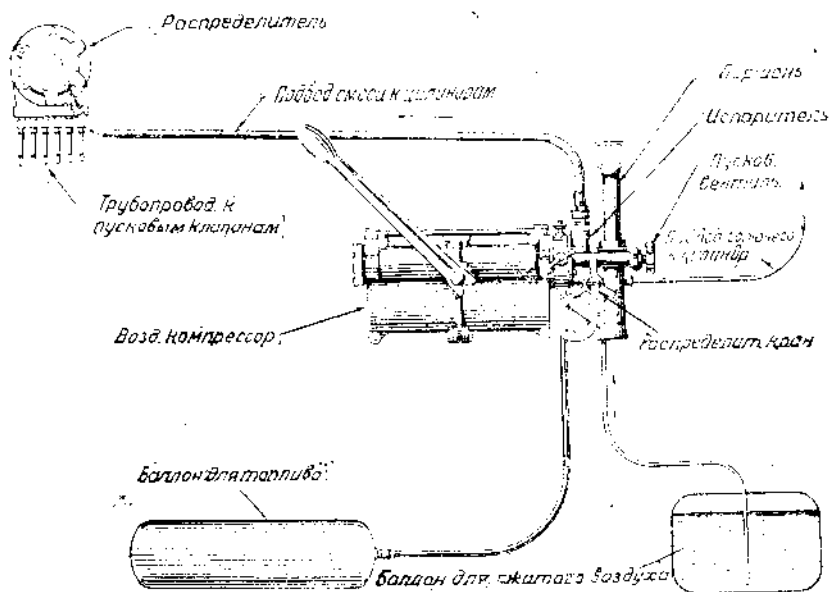
Фиг. 301.

III. ПРОДУВОЧНЫЕ НАСОСЫ

Как указывалось в начале книги, для целей продувки применяются как поршневые, так и центробежные и ротативные насосы. Центробежные насосы применяются реже, чем объемные ротативные, так как давление продувки при изменении числа оборотов изменяется в них значительно более резко, чем в поршневых или ротативных. Это ясно видно из графика фиг. 303. Здесь слева показано изменение давления продувки с изменением числа оборотов для центробежного насоса, а справа — то же для ротативного объемного насоса типа Рут.



Фиг. 302.



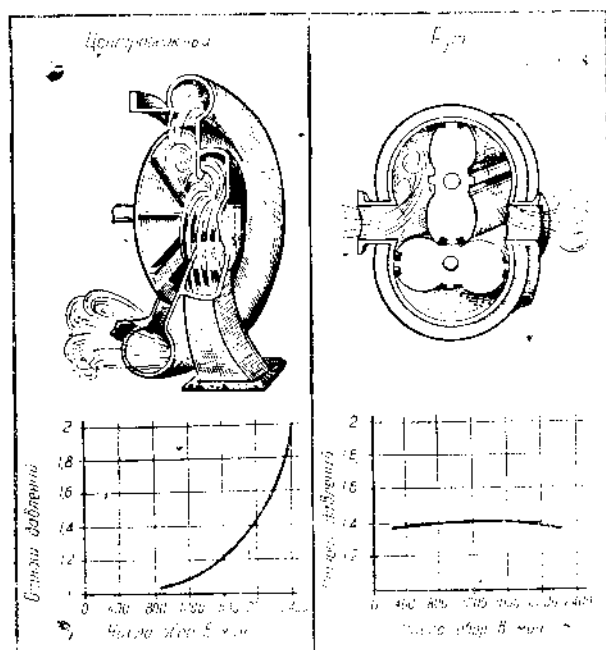
Фиг. 302а.

До введения быстроходных двигателей продувочные насосы, почти как правило, выполнялись поршневыми. В настоящее время все большее и большее число машин выполняется с ротативными насосами, так как эти последние компактнее, легче и дают более равномерную подачу воздуха, чем поршневые.

Рассмотрим сначала схему продувочных насосов.

На фиг. 304 даны основные схемы устройства продувочных поршневых насосов, подобно тому, как это было сделано на фиг. 231 и 232.

Под номерами 1 показана схема так называемого кривошипно-камерного насоса. В этой схеме поршнем насоса является обратная сторона поршня двигателя, а цилиндром — весь картер двигателя. Всасывание производится через расположенные по бокам клапаны типа показанных на фиг. 134—136. Нагнетание производится через боковой канал и управляется самим поршнем.



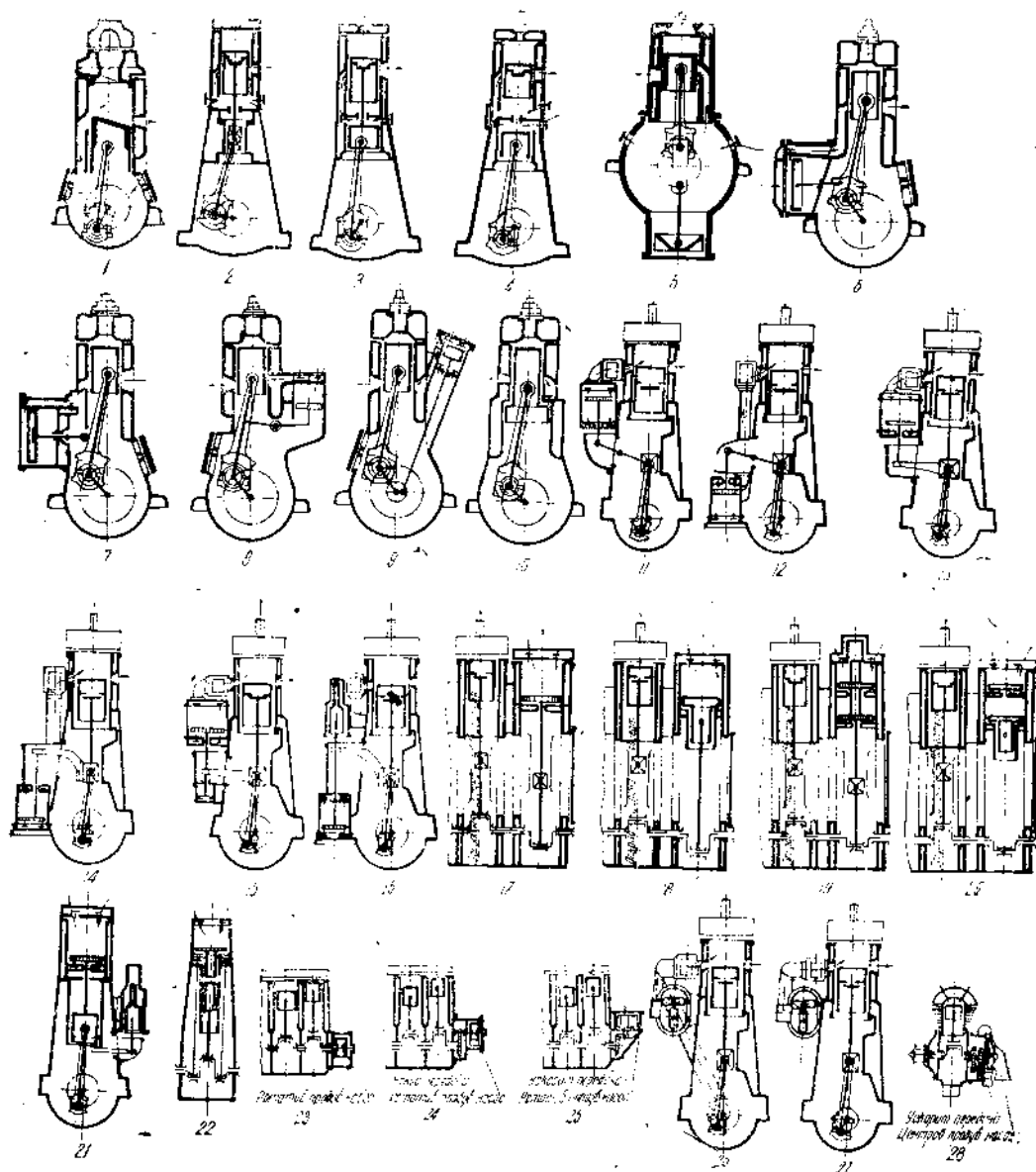
Фиг. 303.

Этот насос является наиболее простым, в том смысле, что здесь требуется минимальное количество новых деталей по сравнению с деталями, необходимыми для самого двигателя. Этот тип насоса очень распространен из-за своей простоты, но вместе с тем он обладает рядом существенных недостатков. Основные из них заключаются в следующем. Насос подает в цилиндр количество продувочного воздуха, меньшее объема цилиндра, так как, ввиду наличия большого вредного пространства (весь картер двигателя), объемный коэффициент полезного действия очень низок и равен 0,4—0,6, в лучшем случае — 0,7. Далее, воздух в двигатель попадает через картер, куда он вносит пыль и засоряет смазку, стекающую на дно картера, и кроме того уносит с собой в цилиндр пары масла, где они и сгорают. Это также ухудшает работу двигателя с точки зрения экономичности.

С целью борьбы с этими недостатками была применена схема, показанная под номером 2. Здесь пространство, где сжимается воздух, отделено от всего картера и тем избегнуто засорение и унос масла и, кроме того, значительно уменьшено вредное пространство. Однако эта схема применима только в крейцкопфных двигателях. Кроме того, несмотря на наличие сальника, отделяющего камеру сжатия воздуха от остального

картера, через этот сальник во время всасывания воздуха и, следовательно, пониженного давления в камере насоса, подсасываются из картера масляные пары.

С той же целью была выполнена конструкция, показанная под номером 3. Здесь роль поршня насоса играет крейцкопф двигателя, что несколько



Фиг. 304.

уменьшает высоту двигателя сравнительно со схемой 2. Однако эта схема обладает теми же недостатками, что и предшествующая. Обе эти схемы, помимо всего, дают небольшое количество воздуха (ибо чрезмерно увеличивать крейцкопфа нельзя), меньше объема цилиндра. С целью устранения этого дефекта применялась комбинация из схем 2 и 3, показанная на фигуре под номером 4, но и в этом случае не устранены прочие дефекты.

Дальнейшим шагом явилось введение второго поршня, как это показано на схеме под номером 5. Однако в этом случае, хотя воздуха и становится несколько больше, подсасывание в него смазки не устранено и кроме

того, машина получается довольно сложной. Эта схема по существу уже не является кривошипно-камерной.

Для устранения недостатка подкашивания были применены схемы 6, 7, 8 и 9, в которых цилиндр насоса был вынесен из картера, т. е. от кривошипно-камерной системы насоса отошли и формально. Эти схемы отличаются одна от другой лишь способом привода насоса. По схеме 6 это — соединенный с основным вспомогательный шатун, передающий движение к штоку поршня воздушного насоса; по схеме 7 это — толкатель, приводимый в действие от распределительного валика, по схеме 8 — обычное коромысло и, наконец, по схеме 9 — наклонная тяга, приводимая в движение от эксцентрика на валу. Основным недостатком трех первых схем является их кинематическая сложность и получающееся нарушение кинематики кривошипно-шатунного механизма двигателя. Схема 9 также сложна.

В связи с этим подобные схемы широкого применения не получили, и для малых двигателей до сих пор применяется либо обычная кривошипно-камерная система (по схеме 1), либо усовершенствованная — по схеме 2. Из прочих схем чаще остальных применяется схема 9.

Некоторое распространение получила также схема 10. Здесь мы имеем ступенчатый поршень, в котором кольцевая часть является поршнем насоса, а круглая — поршнем двигателя. Количество воздуха, подаваемое в цилиндр, при такой схеме устройства насосов, по сути дела, может быть произвольно большим. Схема кинематически проста. Здесь также имеет место подкашивание смазки; кроме того работа такого ступенчатого поршня, подвергающегося ударным нагрузкам и неравномерному нагреву, недостаточно надежна.

Значительно благоприятнее обстоит дело в случае крейцкопфной машины. Тогда привод поставленного сбоку двигателя воздушного насоса (например, схемы 11, 12, 13 и 14) осуществляется или коромыслом, соединенным с крейцкопфом двигателя (схемы 11 и 12), или кронштейном (схемы 13 и 14). В этом случае разрешены почти все вопросы, связанные с требованиями к таким насосам, а именно: привод прост, воздух после сжатия чист и никаких особых кинематических воздействий на двигатель здесь нет. Схемы 11, 13 и 14 применяются для меньших по размерам насосов, чем на схеме 12. Последняя схема применяется вплоть до самых крупных размеров двигателей, причем таких насосов ставится по несколько штук на двигатель.

Схемы 15 и 16 сходны с описанными выше, в них лишь привод коромыслом или кронштейном используются для приведения в действие еще какого-нибудь агрегата, например, другого воздушного или водяного насоса. Эти схемы также употребительны для не очень крупных двигателей. Под 17 и 18 показаны схемы продувочных насосов, стоящих отдельно на раме двигателя и приводимых в действие от кривошипа или, чаще, колена коренного вала двигателя. В большинстве случаев эти насосы делаются с крейцкопфами, так как потребная равномерность подачи воздуха заставляет делать насосы двойного действия, а в этом случае целесообразно применение крейцкопфа.

Насос, показанный на схеме 18, отличается от предшествующего лишь тем, что в нем, вместо крейцкопфа, имеется специальное цилиндрическое удлинение поршня. Это дает очень хорошее направление поршню насоса и применяется довольно часто. При этом площадь нижней стороны поршня, имеющая кольцевую форму, повятно, меньше, чем в случае применения тонкого штока. Под 19 и 20 показаны схемы насосов для больших двигателей, где каждый цилиндр разделен на две части, в каждой из которых ходит свой поршень. При этом оба поршня сидят на общем штоке (схема 19) или имеют общее направление (схема 20). При таком устройстве за счет уменьшения длины хода достигается большая равномерность подачи и меньшие скорости поршня при той же производительности.

На схеме 21 также дан отдельно стоящий на раме насос, в котором крейцкопф использован в качестве ступени низкого давления воздушного

насоса для сжатия воздуха для распыла горючего. При помощи коромысла приводятся в действие ступени и высокого, и среднего давления этого насоса. Очевидно, что эта схема принципиально ничем не отличается от схем 17 и 18.

Особняком стоит схема привода продувочного насоса у двигателя со встречно движущимися поршнями. Здесь часто привод осуществляется от верхнего поршня тем, что последний непосредственно связан с поршнем продувочного насоса (который является его продолжением), расположенным над двигателем (вместо головки двигателя). Такая схема показана под номером 22.

Теперь рассмотрим несколько схем насосов объемного—ротативного типа. Под номером 23 показана схема насоса, расположенного на продолжении коленчатого вала двигателя и приводимого в движение концом этого вала. В этой схеме число оборотов насоса обычно невелико и насос получается не компактным. Чтобы избежать этого применяется одна из схем, показанная под номерами 24 и 25, в которых привод насоса производится цилиндрической передачей (схема 24) или конической (схема 25). Отношение числа оборотов может быть выбрано произвольно. Насос в случае схемы 24 может устанавливаться на уровне распределительного вала, причем применяется передача с паразитной шестерней.

Наконец, на схеме 26 показана распространенная схема насоса, поставленного на уровне распределительного вала двигателя и приводимого в движение либо от последнего (практикуется редко, ибо этот вал делает малое число оборотов), либо гибкой передачей (часто цепью типа Галля) от коренного вала. Эта передача обычно ускорительная. Последняя схема весьма распространена. К этому типу принадлежит и показанный на схеме 27 привод не от коренного, а от распределительного вала, причем привод ускорительный и осуществляется либо цепью, либо цилиндрическими шестернями.

Этим охвачены основные схемы устройства продувочных насосов объемного типа.

Продувочные центробежные насосы (а также нагнетатели этого типа) обычно приводятся в действие и располагаются так, как это показано на схеме 28. Здесь на конце коленчатого вала имеется цилиндрическая зубчатая передача (одной или несколькими—часто двумя—парами шестерен). Эта передача выполняется ускорительной, причем число оборотов рабочего колеса в зависимости от потребного давления продувки достигает величины до 15000 оборотов в минуту. Подобная установка очень компактна, но обладает уже упомянутым недостатком значительного изменения давления продувки при изменении числа оборотов двигателя, что, естественно, влечет за собой и изменение числа оборотов рабочего колеса.

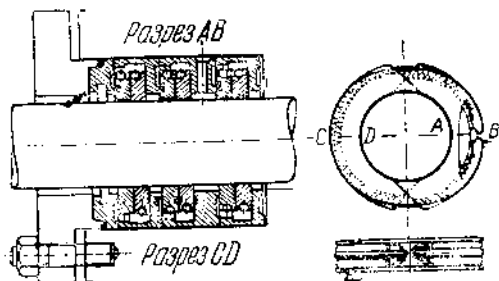
1. Поршневые продувочные насосы

Рассмотрим теперь несколько примеров конструкций поршневых продувочных насосов. Нужно заметить, что в основном детали этих насосов сходны с деталями самого двигателя (станины, вал, шатун, крейцкопф). Отличны по конструкции клапаны (рассмотренные в главе о распределительных органах и показанные на приводимых ниже фигурах) и поршни с цилиндрами. Эти детали ясно видны из приводимых фигур и поэтому специальных конструктивных чертежей их не даем.

Весьма ответственной деталью продувочного насоса являются сальники, отделяющие нижнюю полость продувочного насоса от атмосферы или картера двигателя. Здесь также возможно подсасывание масла из картера.

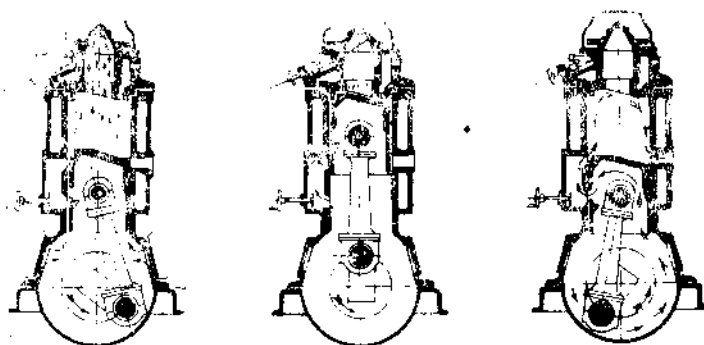
Сальник, применяемый в таких насосах, показан, например, на фиг. 305. Он состоит из нескольких колец типа поршневых, прижимаемых пружинами друг к другу и к штоку, что и создает уплотнение.

В большинстве случаев здесь применяется не жесткая асбестовая или металлическая и т. п. набивка, а ставятся вокруг штока поршня пружинящие во внутрь разрезные кольца (то же, что и поршневые кольца, но уплотняют не по своей внешней, а по внутренней поверхности) именно такого типа, как показано на фиг. 305. Изготовление таких колец (делаются они большей частью из чугуна) не менее сложно, чем поршневых, и они обычно являются наиболее уязвимым местом в машине, так как их плотность нарушается и через них во время хода всасывания проникает во внутрь насоса смазка.

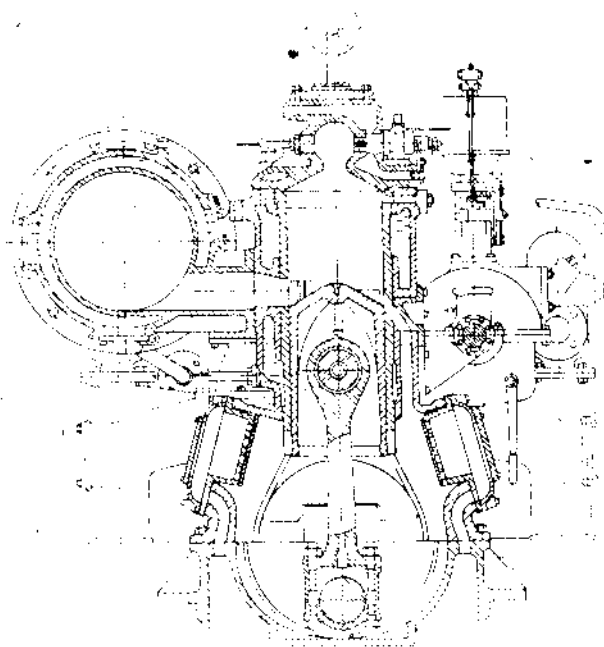


Фиг. 305.

На фиг. 306 дан кривошипно-камерный продувочный насос наиболее обычной конструкции. Он показан схематично, однако, дает совершенно



Фиг. 306.



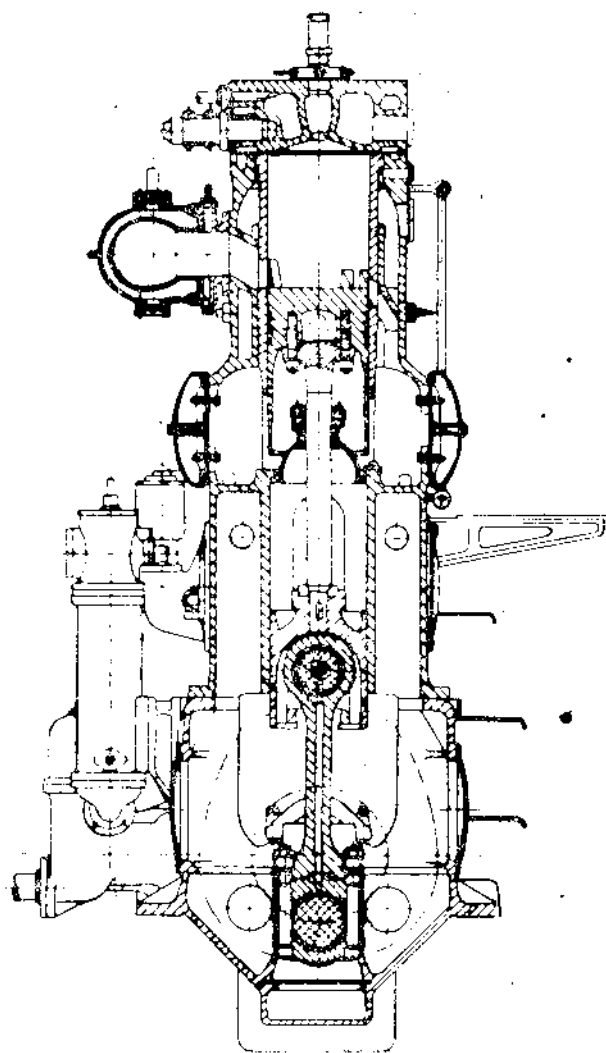
Фиг. 307.

ясное представление о способе работы. Подобный насос, в котором однако воздух проходит в цилиндр не через поршень, а по особому каналу, показан на фиг. 307.

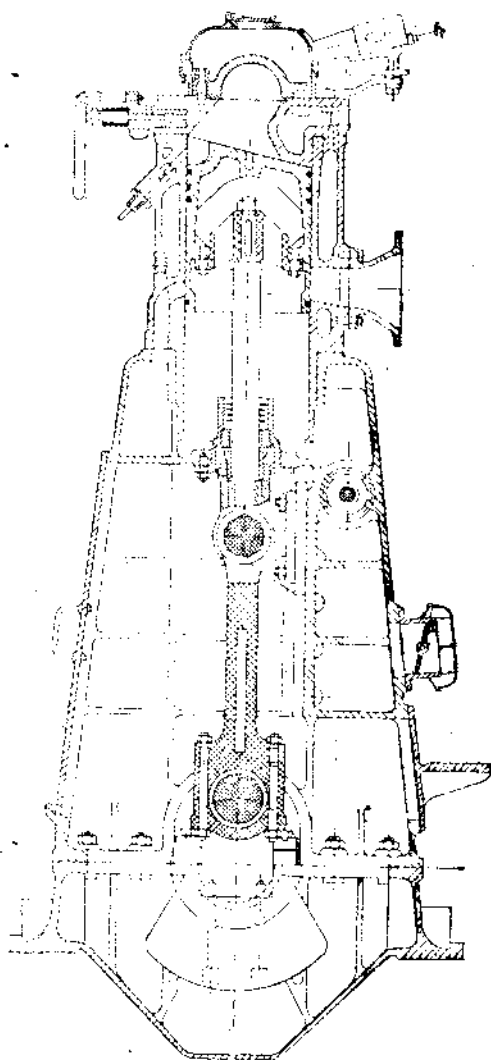
на фиг. 308 представлен продувочный кривошипно-камерный насос улучшенного типа, в котором камера насоса отделена от всего картера. Этот насос применяется в двигателе РК. Того же типа конструкция показана на фиг. 309.

Конструкции, в которых в качестве поршня насоса использован крейцкопф, выполнялись несколькими заводами, например, Дейц.

Это применяется, например, на двигателе РК с добавлением к существующей в нем системы продувки (показанной на фиг. 308) продувочного



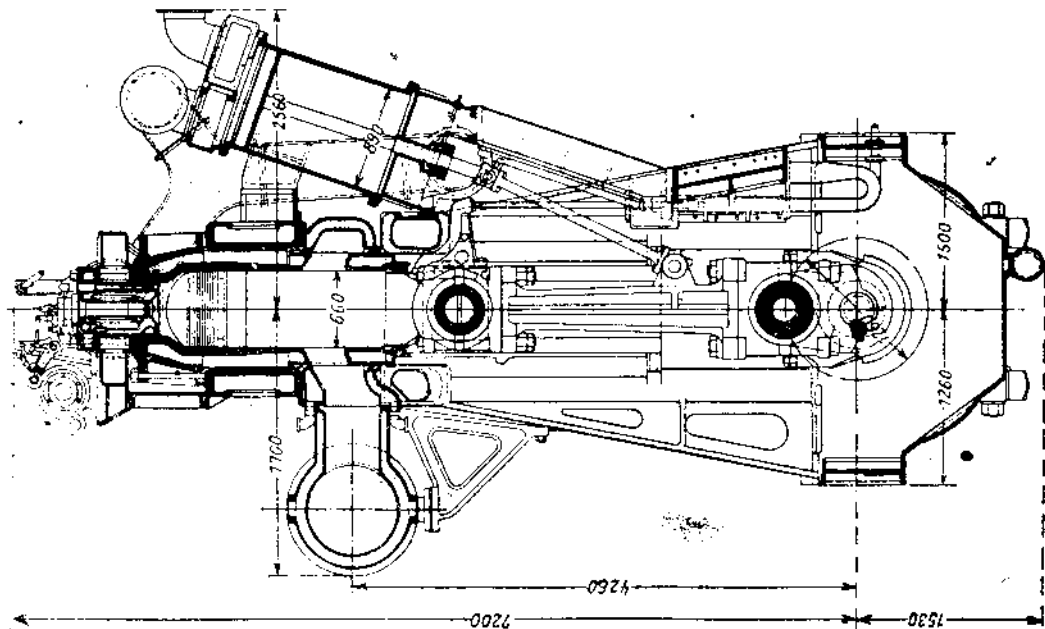
Фиг. 308.



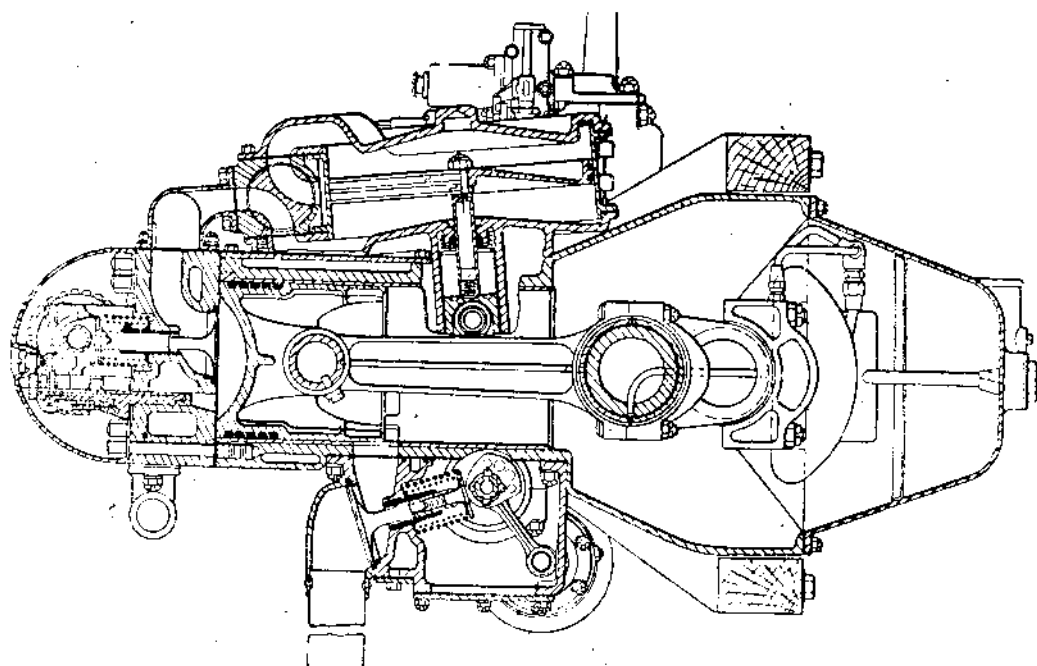
Фиг. 309.

насоса с использованием крейцкопфа. Однако, ввиду сложности этих конструкций, они себе широкого применения не нашли.

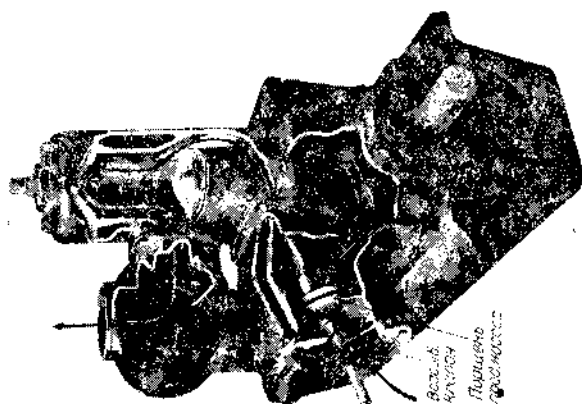
Другой способ увеличения количества продувочного воздуха, осуществленный заводом Дейц в его двигателе ОМ, показан на фиг. 310. Этот двигатель имеет сбоку насос, подобный показанному на схеме 6. Детали видны из фигуры. Применение этого насоса увеличивает мощность двигателя (раньше он выполнялся с простой кривошипно-камерной продувкой, подобной показанной на схеме 1 примерно на 10—15 %. Однако этот способ улучшения двигателя не удержался по указанным при рассмотрении схем причинам. Другой способ привода расположенного сбоку насоса



Фиг. 312.



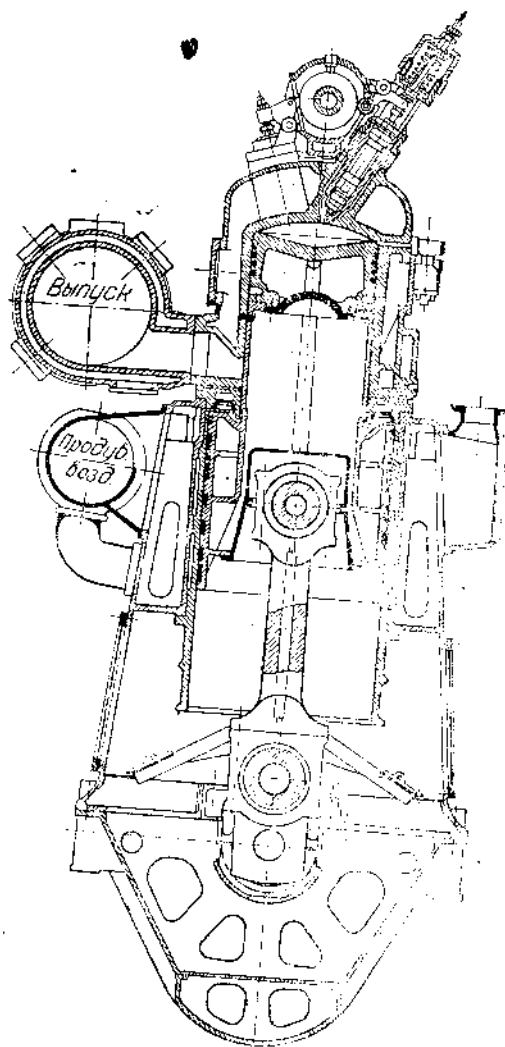
Фиг. 311.



Фиг. 310.

показан на фиг. 311. Здесь поршень перемещается под влиянием воздействия шатуна двигателя на ролик, сидящий на штоке насоса. Насос этот — двойного действия. Диаметр цилиндра — 248 мм, а ход — 76 мм, что дает 3,7 л при литраже обслуживаемого двухцилиндрового двигателя около 5,1 л. Работает насос с числом оборотов до 1750 в минуту. Номинально двигатель при этом числе оборотов должен дать 125 л. с., однако дает лишь 85 л. с. при 1620 об/мин.

Конструкция насоса по схеме 9 дана на фиг. 312. Здесь насос поставлен наклонно к оси двигателя. Приводится он в движение толкателем, связанным с шатуном поршня двигателя. Эти насосы выполняются длинноходными и поэтому два-три насоса двойного действия могут обслужить четырех- и шестицилиндровый двигатель.



Фиг. 313.

Конструкция по схеме 10 показана на фиг. 313. На фиг. 314 отдельно дан ступенчатый поршень. При данной конструкции отношение объемов рабочего цилиндра двигателя и насоса равно примерно 1,5, т. е. продувка может быть довольно хорошо обеспечена, однако по причинам, указанным при рассмотрении схем, и эта конструкция не удержалась в эксплуатации.

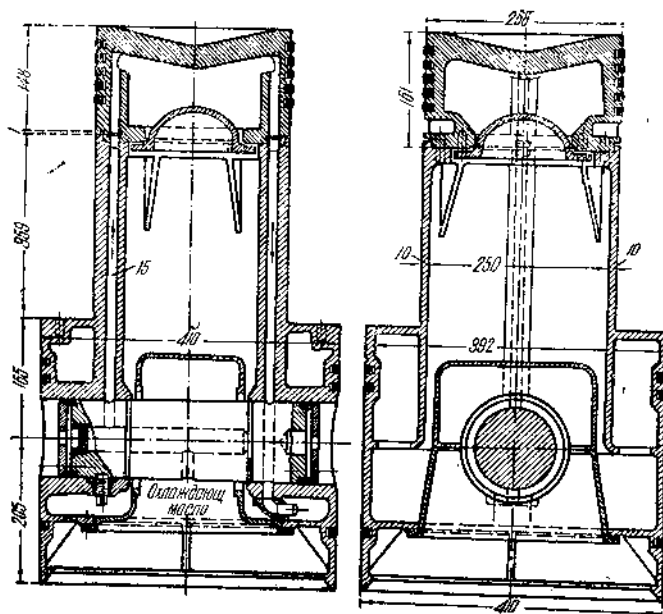
Приведенные схемы применялись преимущественно для двигателей малой мощности, где необходимо добиться большой простоты машины, причем, нужно заметить, что в ряде описанных машин это условие не выдерживалось, так как вводились добавочные тяги, поршни и пр. Этим по существу сведен на нет самый смысл введения кривошипно-камерного насоса — стремление обойтись для рабочего цилиндра и продувочного насоса одним поршнем.

Теперь перейдем к машинам средних мощностей, в которых преимущественно применяются подвесные насосы.

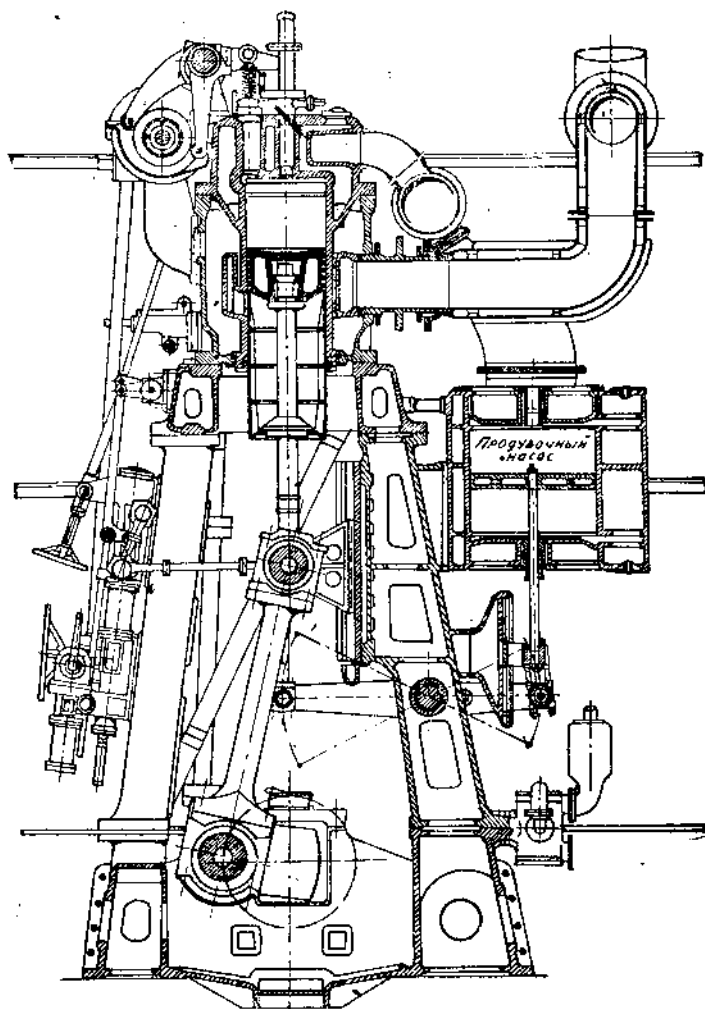
На фиг. 315 показана простейшая конструкция такого насоса. Здесь поршень насоса — двойного действия и приводится в движение от кривокопфа двигателя при по-

мощи коромысла. [Конструкция с аналогичным приводом от шатуна не нашла распространения, ибо продувочный насос обычно имеет довольно большие движущиеся массы и это расстраивает кинематику двигателя].

На фиг. 316 показано такое же устройство, но здесь привод осуществляется не коромыслом, а кронштейном, прикрепленным к кривокопфу. Большое распространение нашла схема с коромыслом. Иногда эти конструкции выполняются, как на фиг. 317, т. е. шток насоса приводит в движение еще какой-либо механизм. Для более крупных двигателей применяются конструкции по типу, показанному на фиг. 318, где цилиндр



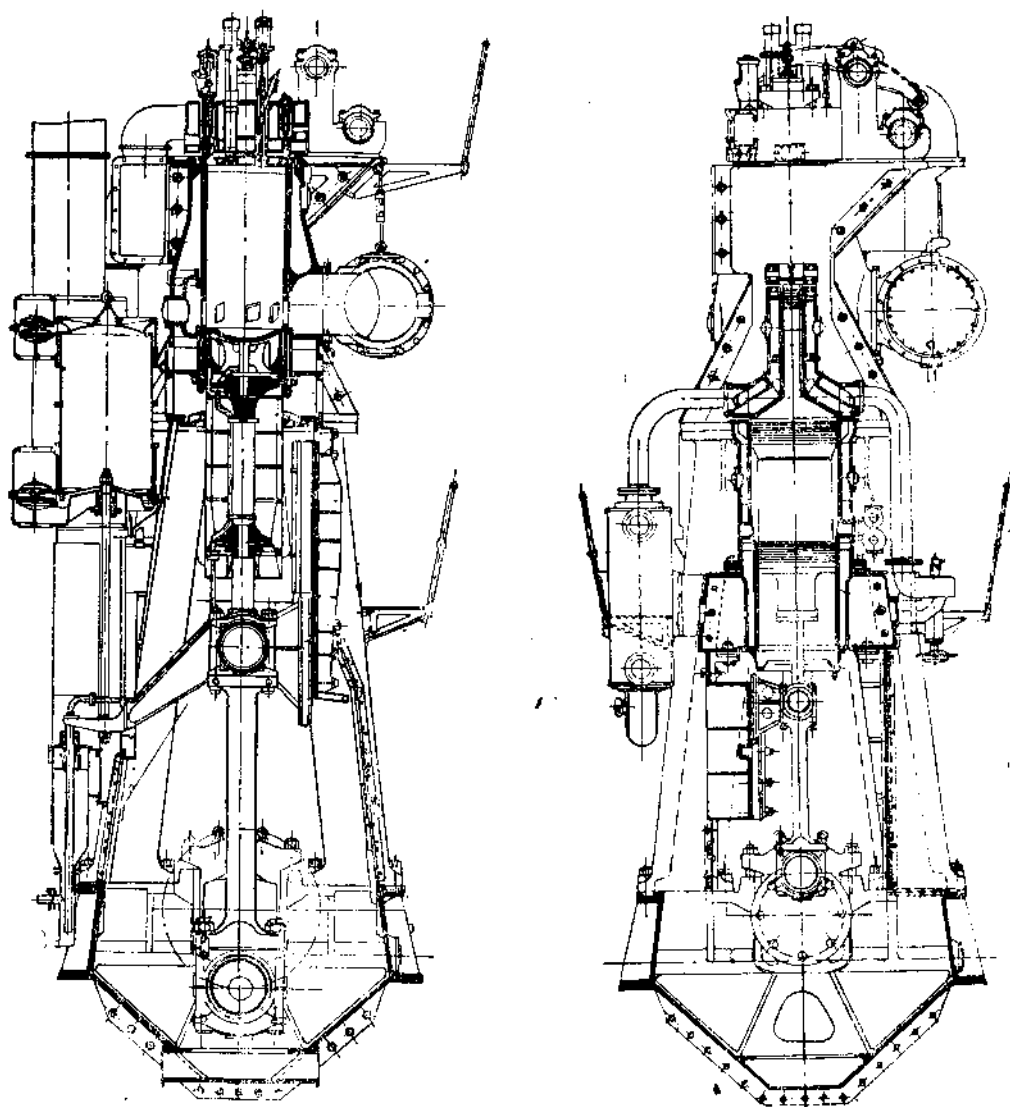
Фиг. 314.



Фиг. 315.

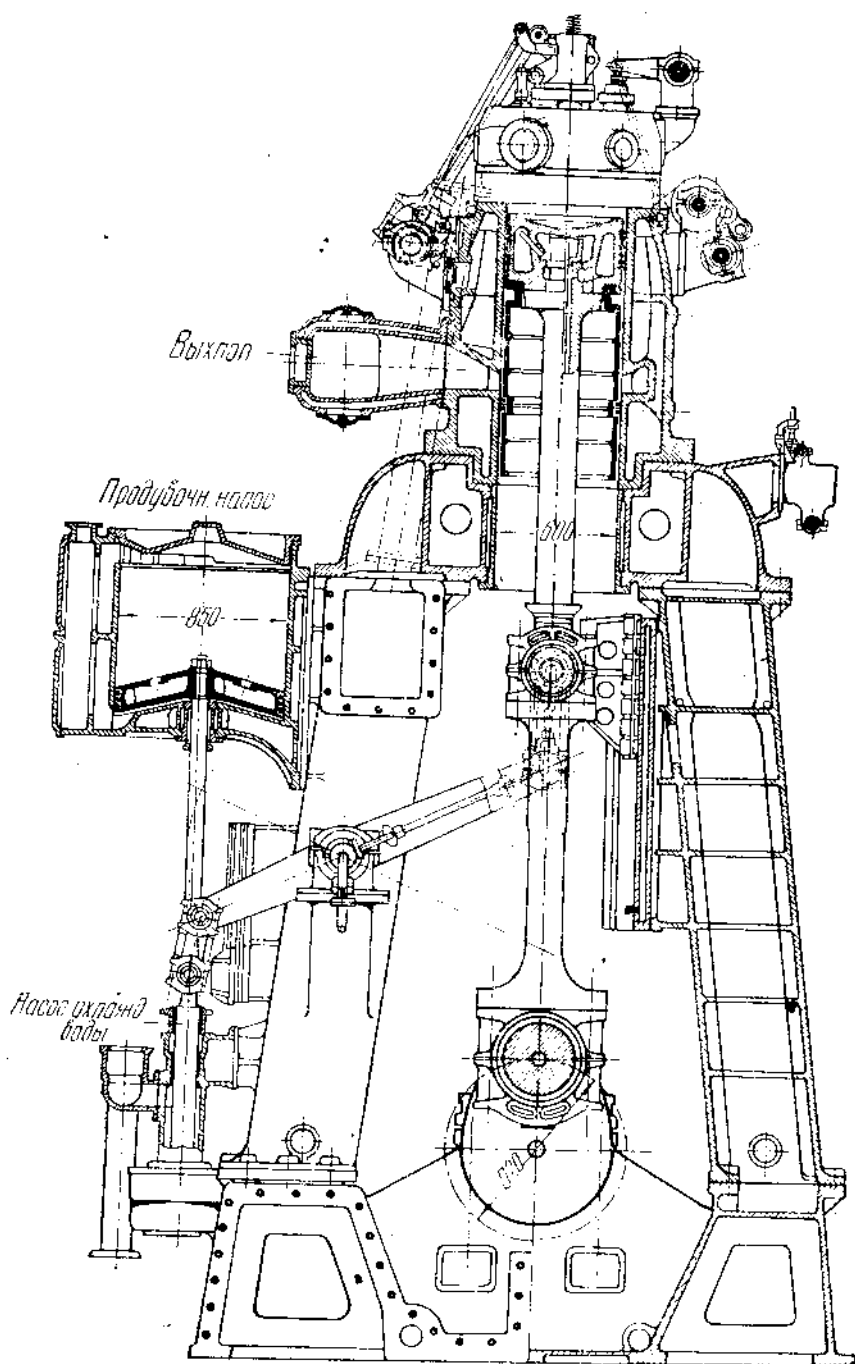
насоса смещен вниз к раме двигателя и не находится на весу, как в конструкциях, показанных на фиг. 316.

Наконец, не очень распространенная комбинированная конструкция привода двух насосов на одном штоке показана на фиг. 319. Здесь подвесными являются и продувочный насос и насос для форсуночного воздуха.

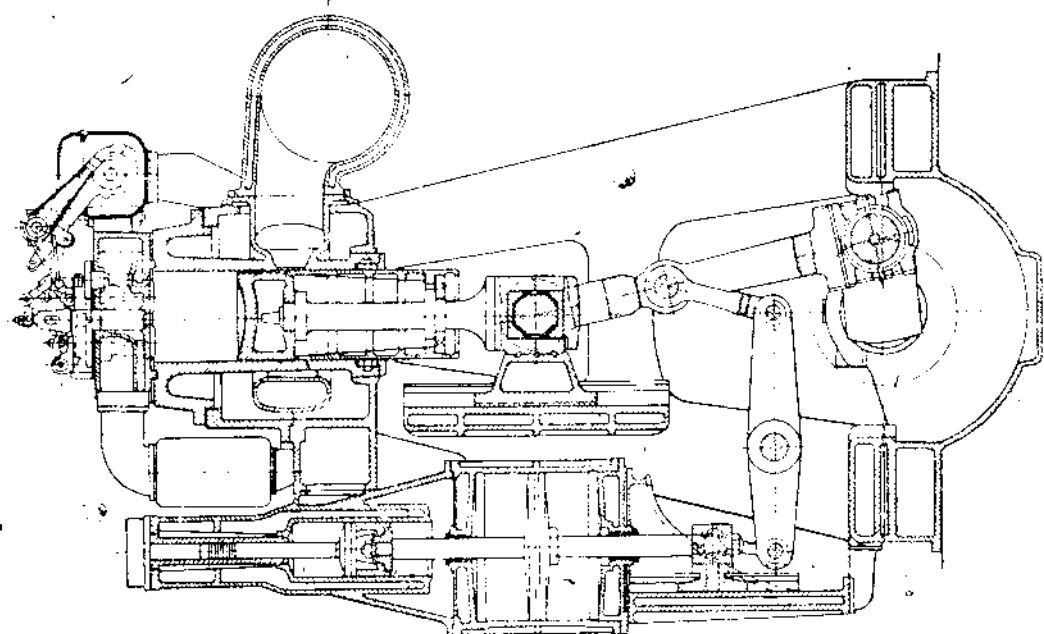


Фиг. 316.

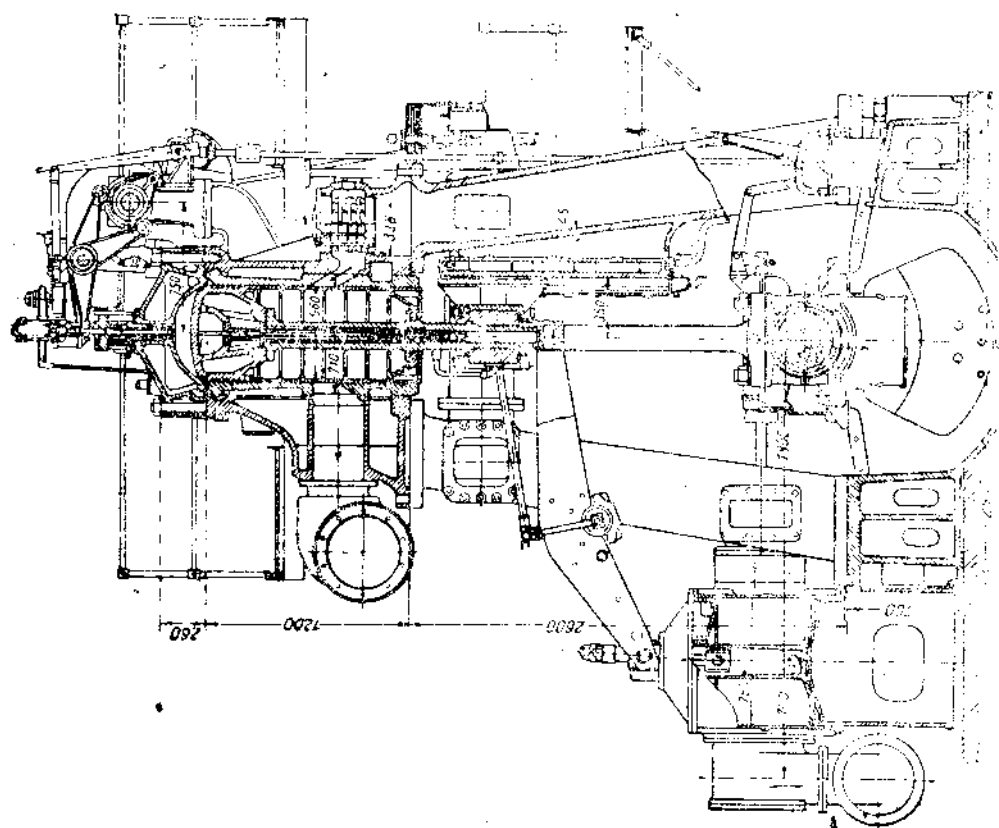
Переходим теперь к наиболее распространенной схеме устройства продувочного воздушного насоса, отдельно стоящего на раме двигателя. Простейший тип, выполнявшийся в большом числе конструкций, показан на фиг. 320. Насос имеет: диаметр—1200 мм, ход поршня—650 мм, число оборотов в минуту—135, производительность—примерно 180 м³/мин. Насос приводится в действие от коленчатого вала двигателя; имеется крейцкопф. Он обслуживает шестицилиндровый двигатель мощностью в 1200 л. с. Для очень крупных двигателей эти насосы применяются в количестве двух-трех. На фиг. 321 показаны три спаренных насоса для двигателя мощностью до 10000 л. с. Конструкция подобного одноцилиндрового насоса, работающего с применением не автоматических клапанов,



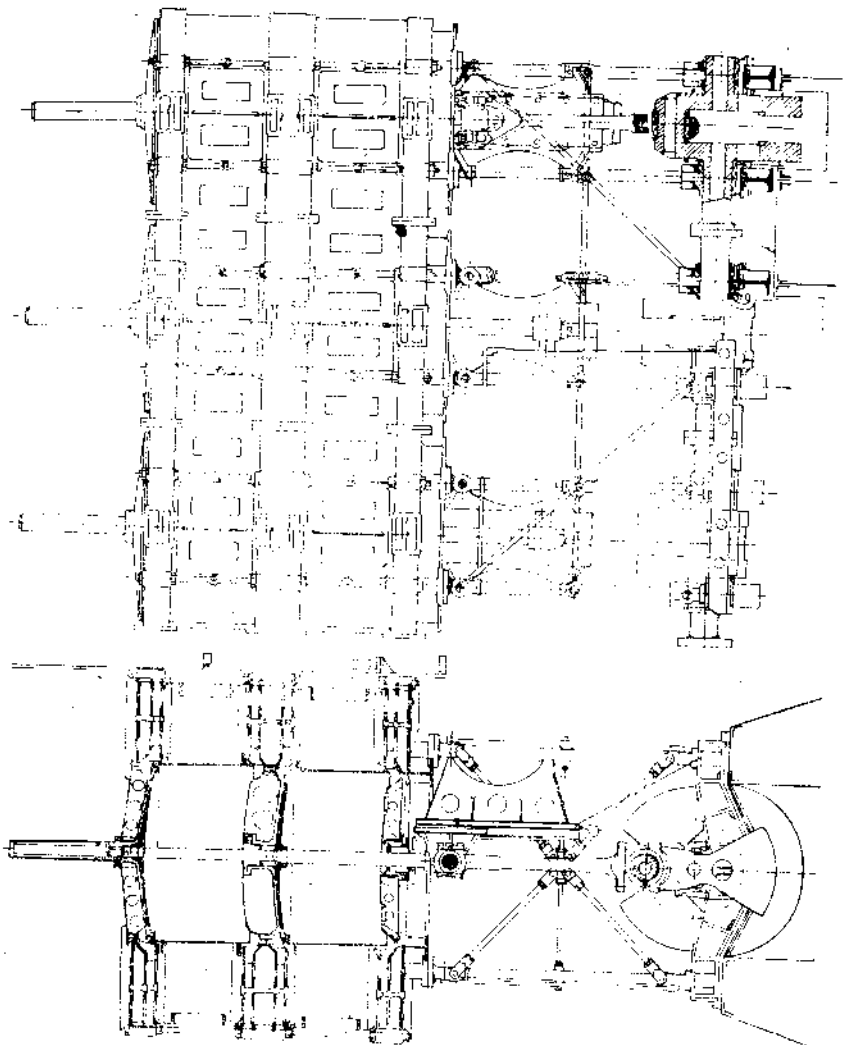
Фиг. 317.



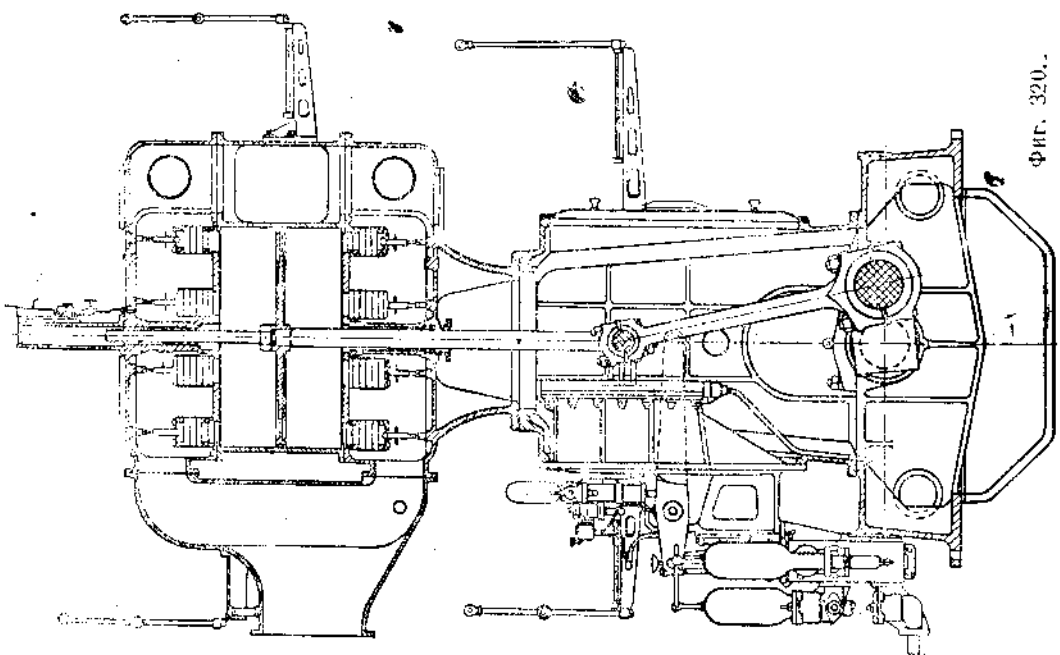
Фиг. 319.



Фиг. 317.



Фиг. 321.



Фиг. 320.

а золотников, показана на фиг. 322. Привод золотника производится коромыслом от шатуна двигателя. Золотник здесь круглый, уравновешенный. Для быстроходных двигателей применяются насосы простого действия по типу, показанному на фиг. 323. Здесь дан насос с приводом от отдельного валика, связанного с коренным шестеренчатой передачей. На фиг. 324 дан насос, также применяемый для быстроходных двигателей завода Гава. Показанный насос—двойного действия; распределение производится в нем круглым вращающимся золотником.

Еще один тип насоса для быстроходного двигателя представлен на фиг. 325. Это—двухцилиндровый насос двигателя Тартре-Пежо мощностью в 53 л.с при 1450 об/мин. На фиг. 326 представлен насос с двумя поршнями в одном цилиндре в соответствии со схемами 19 и 20. В этом насосе шток соединяет оба поршня так, что они движутся одновременно в одном направлении и, следовательно, механизм по существу работает как насос с одним поршнем, но с вдвое большим ходом или площадью. Это—насос с диаметром цилиндра в 650 мм и ходом 350 мм. Он обслуживает дизель с шестью цилиндрами при 400 об/мин. Диаметр цилиндра двигателя—390 мм и ход—450 мм.

На фиг. 327 показан подобный насос, в котором нижний поршень приводится в движение независимо от верхнего дополнительной парой шатунов, приводимых от основного коленчатого вала. Наконец, на фиг. 328 показано устройство, в котором совмещены два насоса. В основном цилиндре помещен продувочный насос, крейцкопф которого служит поршнем для ступени низкого давления другого насоса. Ступени среднего и высокого давления расположены тут же в виде подвесного цилиндра с приводом от коромысла.

На фиг. 329 дан двигатель Юнкерса с расположенным наверху (над верхним поршнем) продувочным насосом. Конструкция совершенно ясна из фигуры.

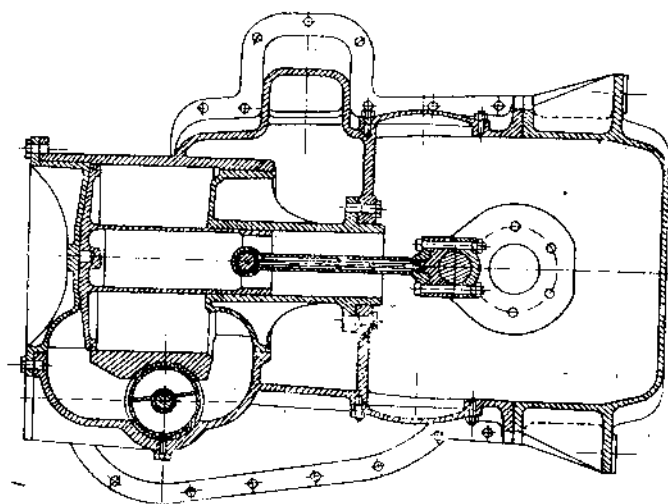
Остается еще указать на конструкции отдельно стоящих насосов с приводом не от обслуживаемого двигателя. Вообще говоря, такие насосы применяются редко. В таких случаях предпочитают применять насосы, дающие более равномерную подачу воздуха—центробежные или ротативные, поршневые же применяются редко, а, если применяются, то обычно вертикальные быстроходные. Подобный насос показан на фиг. 330. Это—насос завода Тильгман. Он развивает давление до 2 ат изб. Основные данные о таких насосах даны в таблице XLI.

Таблица XLI

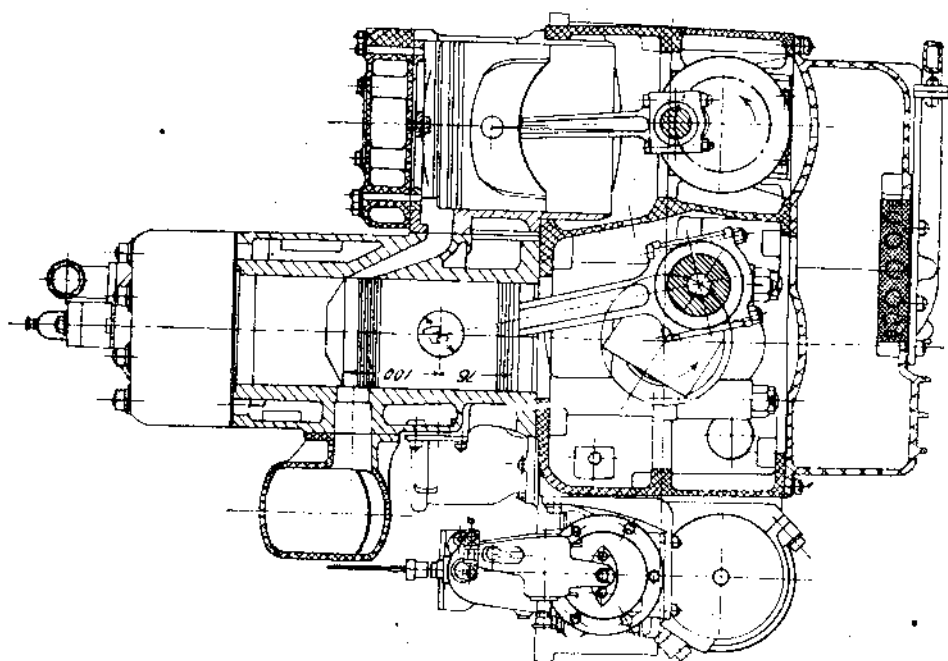
Основные данные насосов завода Тильгман на давление до 2 кг см² раб

Тип	Диаметр цилиндра (мм)	Ход поршня (мм)	Число оборотов (мин)	Примерная производительность (м ³ /мин)	Потребная мощность на валу (л. с.)	Примерный вес (кг)
FC 5b	228,6	190,5	300	3,7	16	2 035
FC 6b	279,4	205,2	300	6,93	26	3 050
FC 7b	342,9	205,2	300	9,63	40	3 130
FC 8b	419,1	203,2	300	14,2	55	3 600
FC 9b	482,6	203,2	300	19	74	4 004

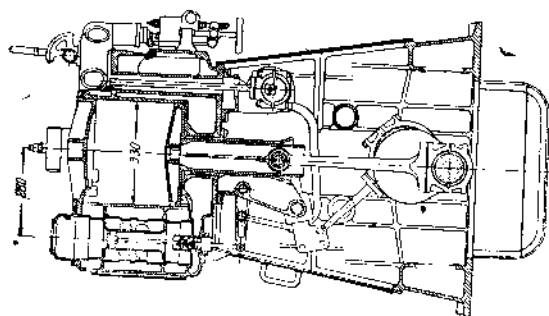
Конструкция этих насосов ясна из фигуры. Маховик здесь необходим ввиду того, что эти насосы одноцилиндровые. Если они приводятся в действие двигателем внутреннего сгорания, то маховик может быть общим с двигателем.



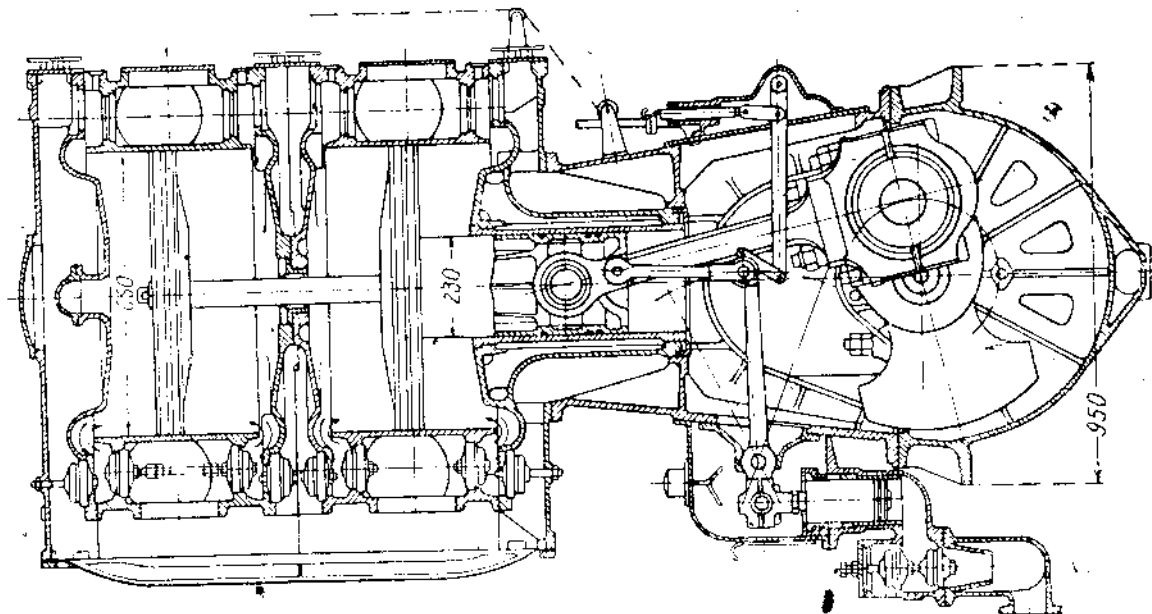
Фиг. 324.



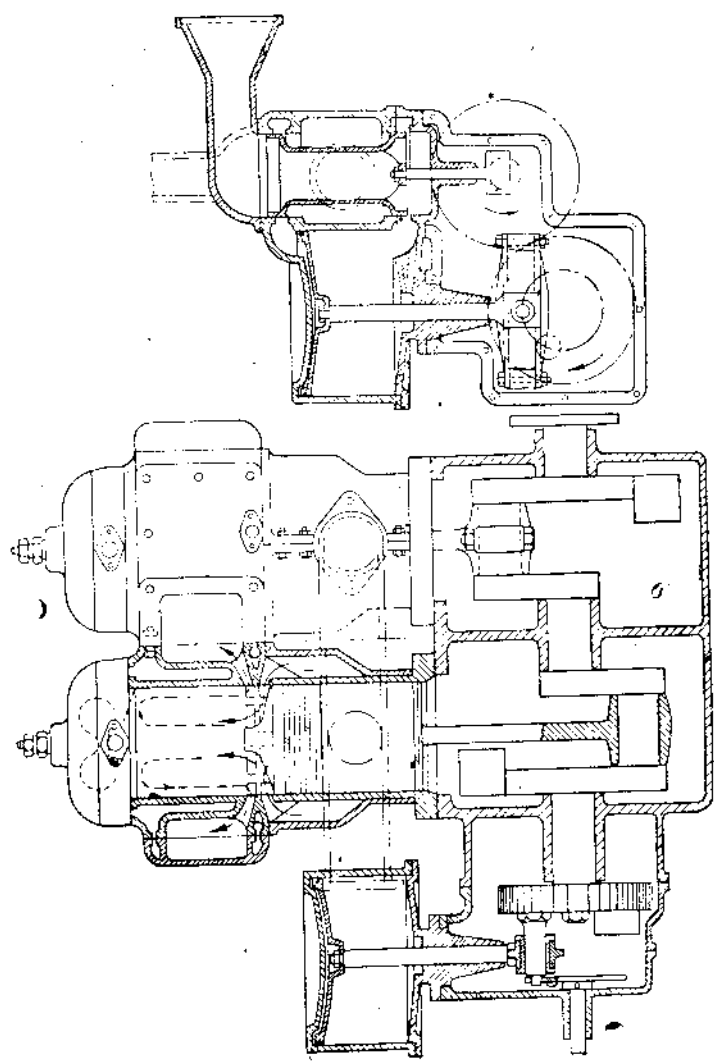
Фиг. 323.



Фиг. 322.

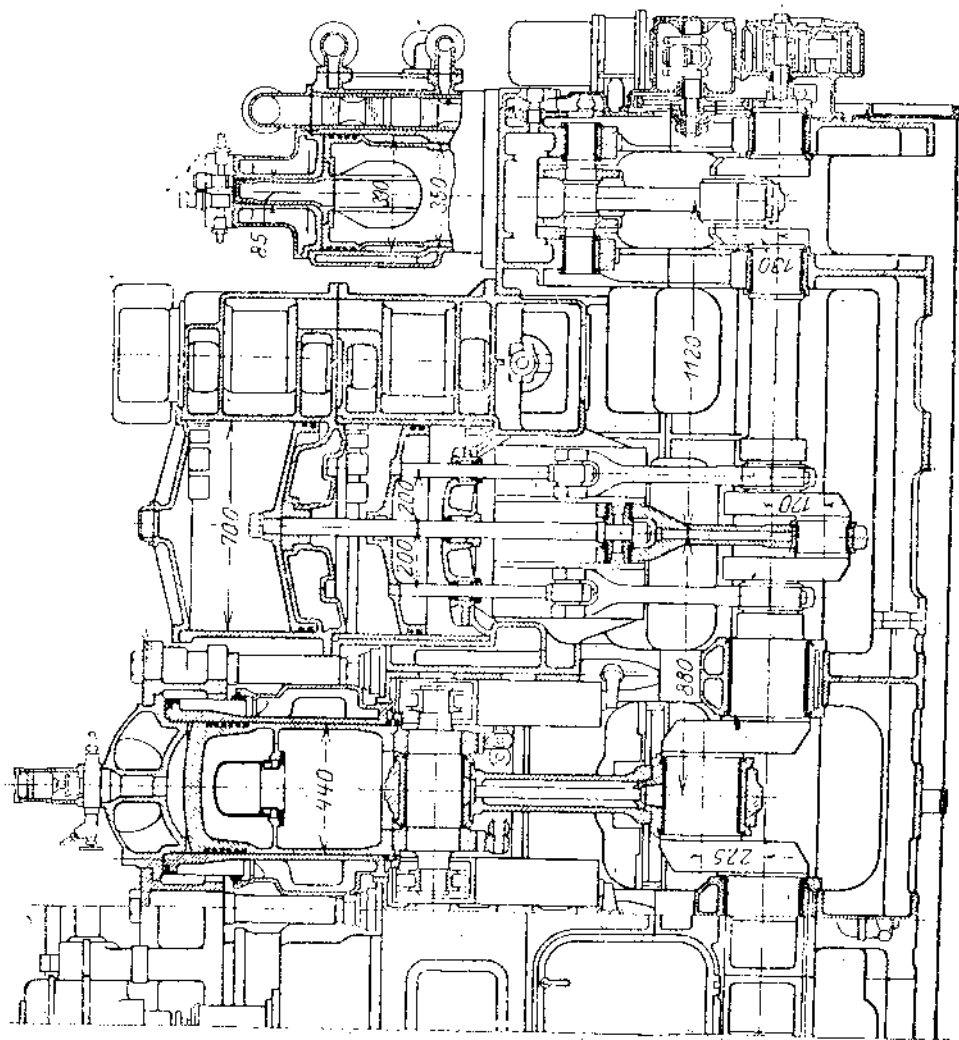


Фиг. 326.



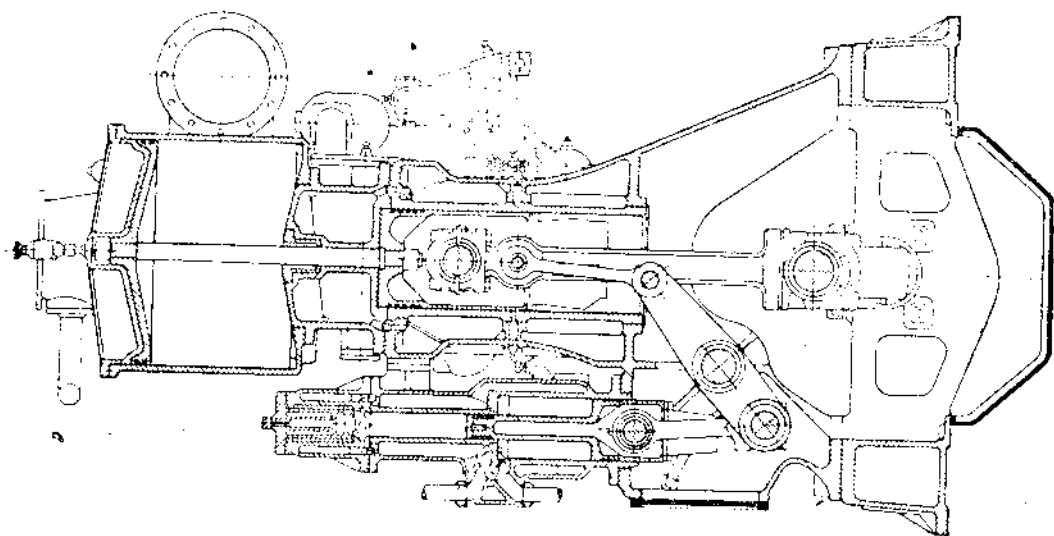
Фиг. 325.

Фиг. 325.

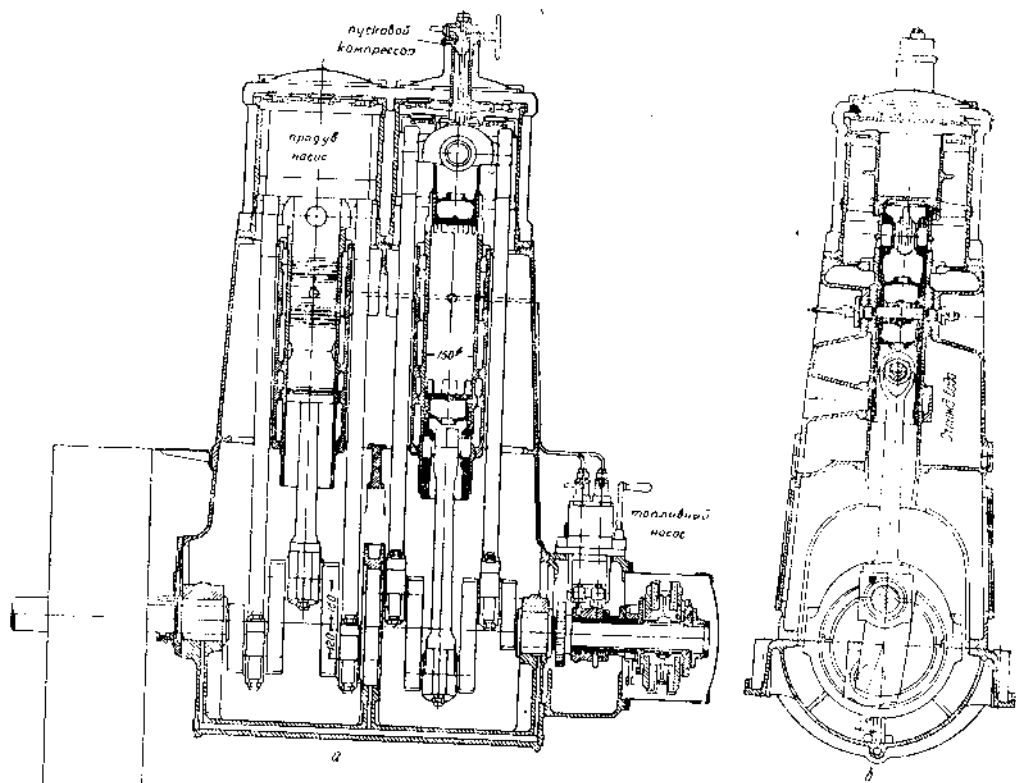


Фиг. 327.

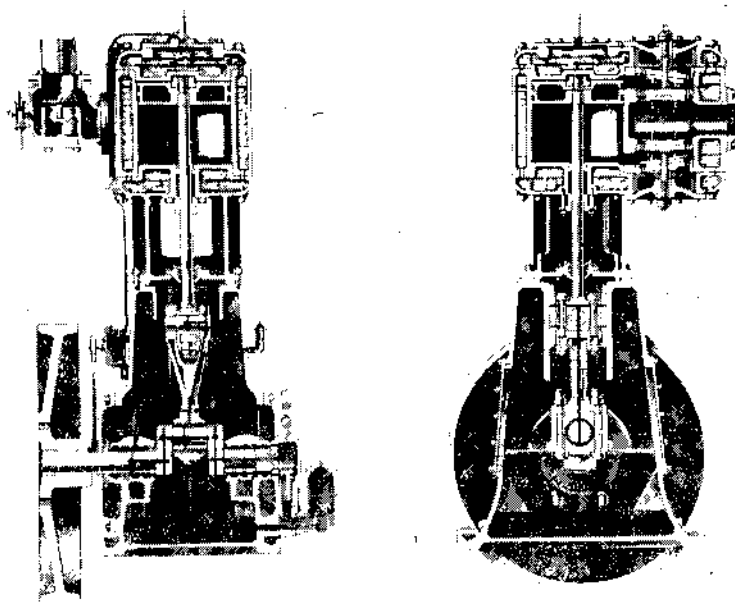
Фиг. 326.



Фиг. 328.



Фиг. 329.



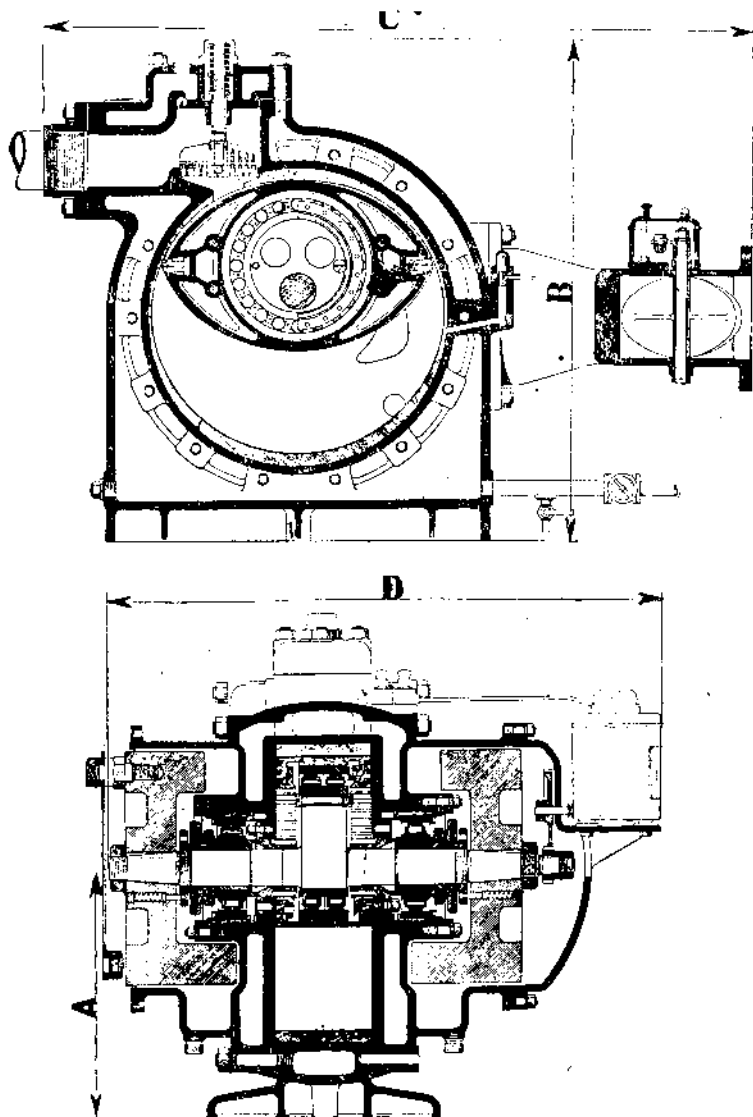
Фиг. 330.

2. Ротативные продувочные насосы

Как уже указывалось, ротативные насосы могут быть (таблица 1):

- 1) с несколькими вращающимися роторами,
- 2) с одним эксцентрично вращающимся ротором,
- 3) с одним качающимся ротором.

Насосы первой группы, представителем которых является общеизвестный насос Рут, нашли довольно значительное применение в судовых двигателях внутреннего сгорания. В авиационных и автомобильных двигателях в силу того, что там двухтактные моторы вообще были мало



Фиг. 331а.

распространены, продувочные насосы этого типа вовсе не применялись.

Насосы второй группы имеют широкое применение в горной и др. промышленности и для обслуживания двигателей внутреннего сгорания, например, судовых, тепловозных, маломощных и др., причем значительная часть этих конструкций в эксплуатации себя оправдала. В авиации эти насосы, по тем же причинам, какие были указаны выше, также почти не применяются.

Однако, поскольку с введением в авиацию дизелей и моторов на легком горючем с впрыскиванием, там также должно усиливаться применение двухтактных двигателей, то целесообразно подробнее рассмотреть конструктивные свойства этой группы насосов в применении к транспортным, например, авиационным двигателям.

Из числа ротативных насосов с одним ротором могут быть выделены следующие группы:

- 1) безлопаточные различных типов;
- 2) лопаточные:
 - а) со свободными поступательно и вращательно движущимися лопатками;
 - б) с несвободными лопатками, движущимися поступательно и вращательно;
 - в) с несвободными лопатками, движущимися только вращательно.

Прежде всего нужно отметить, что безлопаточные насосы, которых имеется довольно большое число конструкций, применять малоцелесообразно (в особенности для транспортных двигателей), так как в большинстве из них сжатие воздуха производится каким-либо более или менее массивным ротором при наличии специальных распределительных органов. Кроме того этот ротор обычно неуравновешен, так как ось вращения его лежит большей частью в центре цилиндра, а не самого ротора, и поэтому работа его, в особенности при большом числе оборотов, происходит неудовлетворительно. Между тем лишь при большом числе оборотов объемный нагнетатель получается легким и с малыми габаритами. Из изложенного следует, что эти насосы относительно тяжелы и малопроизводительны. Попытки применения их для легких транспортных двигателей нам неизвестны. На фиг. 331 показан подобный насос, конструкция которого ясна из фигуры.

Из лопаточных насосов со свободными лопатками таковые типа Целлер, конструкции Демаг, Виттиг, SLW и др. обладают весьма серьезными недостатками, ограничивающими их применение не только в транспортных двигателях, но и в промышленности.

Эти недостатки, как уже указывалось (см. также дальше), заключаются в следующем:

1. Свободные лопатки центробежной силой прижимаются к поверхности цилиндра нагнетателя (или специальным кольцам и т. п.) и вызывают значительный износ поверхности.

2. Лопатки совершают одновременно и вращательное, и поступательное движение, причем в них возникают так называемые кориолисовы ускорения, действующие в направлении движения лопатки и вызывающие значительное увеличение сил изгибающих лопатки, чем в случае отсутствия поступательного движения. Это обстоятельство с точки зрения прочности лопаток и уменьшения износа чрезвычайно затрудняет, например, создание насосов системы Целлер, типа, потребного для авиации, с относительно большой производительностью при малом весе и, следовательно, большим числом оборотов.

Различные мероприятия по уменьшению влияния этих явлений (парное соединение лопаток, введение пружин, воспринимающих часть центробежных сил) до настоящего времени не дали для быстроходных машин решающих результатов.¹

Дальнейшая работа в области улучшения нагнетателей, выполненных по схеме Целлера, привела к созданию машин следующей из указанных выше групп — с поступательно несвободно движущимися и одновременно вращающимися лопатками. В этих механизмах центробежные силы воспринимаются не стенками цилиндров или кольцами и т. п., а специальными эксцентриками, расположенными внутри роторов, ведущих лопатки. Центробежные силы лопаток передаются на эти эксцентрики башмаками, укрепленными на сквозных лопатках (противоположные лопатки попарно соединены в одно целое). При этом управление поступательным движе-

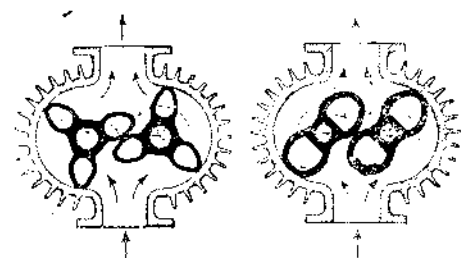
¹ См., например, статью Венедигера в АТЗ 1933 г., № 23.

нием лопаток здесь осуществляется эксцентриком (потому они и названы насосами с несвободным поступательным движением).

Такие конструкции, давая благоприятные условия работы в отношении износа (например, поверхность эксцентрика может достаточно обильно смазываться в то время как цилиндр, во избежание уноса масла в двигатель, смазывать нежелательно), все же не устраняют дефекта, заключающегося в значительных напряжениях в лопатках. Нужно, отметить, что борьба с этим возможна лишь путем внедрения новых, более высококачественных материалов, чем применяемые, так как увеличение прочности лопаток за счет их размеров ведет одновременно и к увеличению сил, действующих на них, причем оба эти влияния оказывают примерно одинаковое действие.

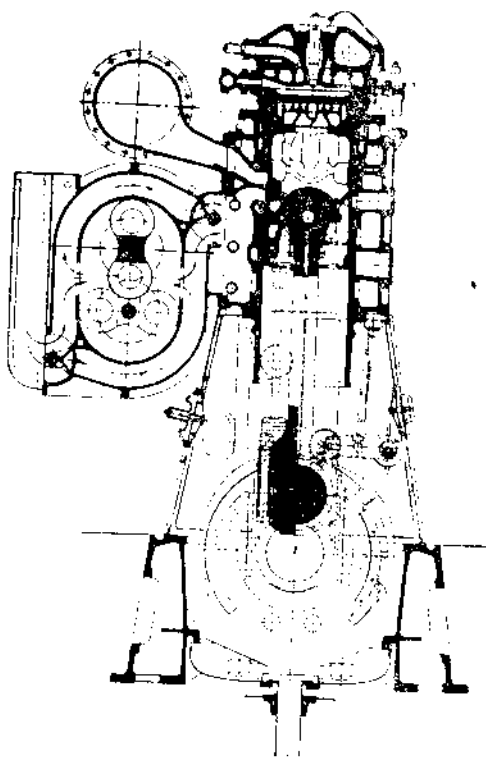
Что касается последней из групп этих насосов — с несвободными только вращательно движущимися лопатками, то такой насос (схема его дана на фиг. 6), известный под названием Пауэрплюс (по фирме впервые предложившей эту конструкцию) обладает рядом существенных преимуществ в сравнении с насосами предшествующих групп. Как уже указывалось, в отличие от предшествующих схем здесь лопатки, ведомые также эксцентрично расположенным в цилиндре ротором, совершают только вращательное движение, так как закреплены на оси, расположенной в центре цилиндра. Это обуславливает то, что лопатки имеют постоянный зазор относительно стенок цилиндра и, следовательно, устраняет значительную часть вопросов, связанных с износом цилиндра. Но помимо того (и это самое главное) отсутствие поступательного движения лопаток резко снижает возникающие в них напряжения, что делает реальным осуществление подобной конструкции для быстроходных двигателей (например, авиадвигателей).

Установка насоса типа Рут на двигатель показана на фиг. 331а. На фиг. 332 даны схематически две распространенные конструкции этих насосов. В конструкции, показанной справа, имеются два ротора типа восьмерки, действие которых, учитывая сказанное в 1 главе, должно быть совершенно ясно. В конструкции, показанной слева, применены два ротора с тремя выступами, а на фиг. 333 — четырьмя выступами.



Фиг. 332.

Принцип работы насоса с двумя выступами (восьмерка) тот же, что и с тремя и четырьмя. Разница заключается лишь в том, что, если насос с двумя роторами и двумя выступами дает четыре импульса подачи за один оборот, то насос с тремя выступами дает их шесть, а с четырьмя — восемь. Таким образом подача происходит более равномерно. На фиг. 333 дан разрез насоса с двумя роторами по четыре выступа в каждом заводе Бурмайстер и Вайн, особенно часто применяющего подобные насосы. Внешний



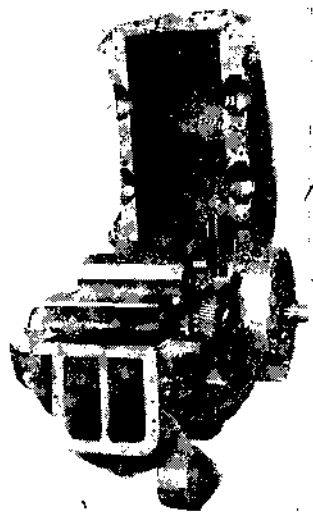
Фиг. 331.

вид насоса и его ротора показаны на фиг. 334 и 335. Привод такого насоса производится либо непосредственно от вала двигателя, либо специальной передачей от главного или от распределительного вала, как это было указано при рассмотрении схем. Установки насоса показаны на фиг. 331а и 336. На последней из этих фигур насос стоит посредине высоты двигателя и приводится в действие специальной передачей. Оба ротора вращаются синхронно; это достигается тем, что привод второго из роторов (см. фиг. 334) производится при посредстве пары цилиндрических шестерен, из которых одна связана с первым ротором.

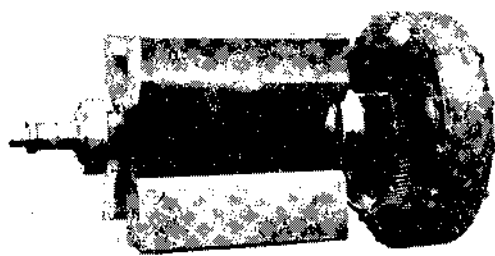
Другой способ привода такого же насоса Рут показан на фиг. 336. Здесь привод происходит от торцевой передачи к распределительному валу.

И в первом, и во втором случаях привод производится через эластичную муфту, ибо при сравнительно большом числе оборотов роторов насоса (показанный на фиг. 336 насос делает 4500 об/мин) в случае внезапной остановки двигателя, ввиду действия сил инерции, может иметь место поломка передачи.

Другой способ увеличения числа подач за один оборот без увеличения числа выступов показан на фиг. 337. Здесь в одном агрегате поставлены два ротора типа восьмерок, но каждый ротор, как это видно из фиг. 337, разделен на четыре части, смещенных одна отно-



Фиг. 334



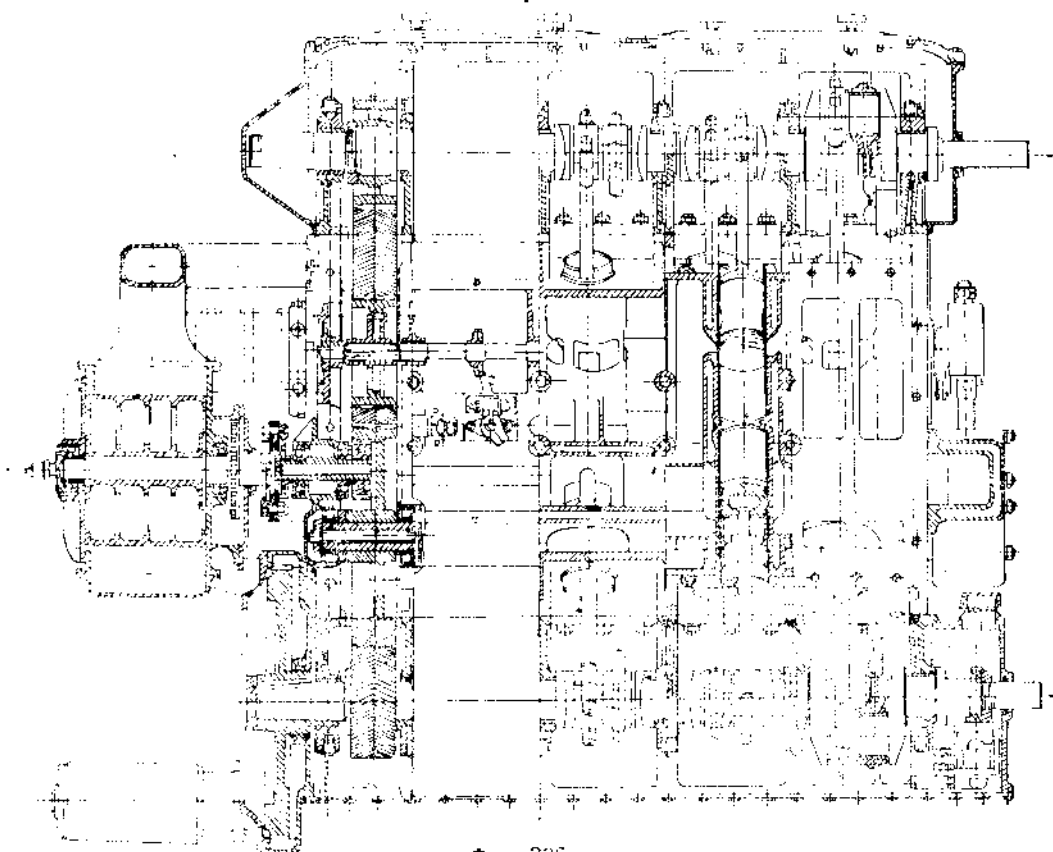
Фиг. 335

сительно другой на 90° . Таким образом, за один оборот насоса получаем восемь подач.¹

К числу ротативных насосов типа Рут могут быть отнесены также и насосы, изготовляемые заводами Егер и Энке. Разрезы насоса типа Энке

¹ Существуют роторы, имеющие винтовую поверхность, подача коими производится еще более равномерно.

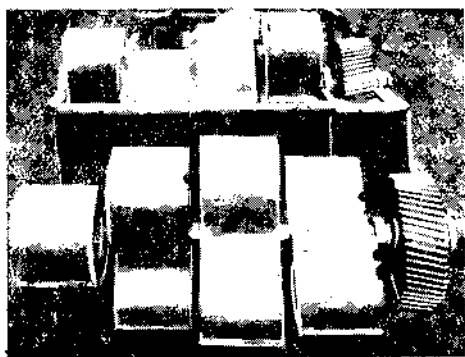
даны на фиг. 338. Как видно из фигуры, этот насос состоит из двух неодинаковых роторов из которых один (нижний) имеет вид цилиндра с тремя вырезами, а другой (верхний), — наоборот, цилиндра (меньшего диаметра) с тремя выступами. Каналы n и n' служат для перепуска воздуха из образующегося вредного пространства K в камеру



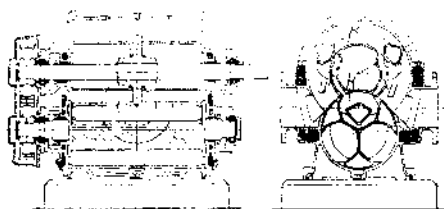
Фиг. 336.

В. Преимуществом этого насоса перед насосом типа Рут является то, что в нем уплотнение происходит не по одной линии, а по цилиндрической поверхности, образованной нижним цилиндром в местах, где в них

нет вырезов. Благодаря этому, насосы типа Энке могут применяться для создания более высоких давлений, чем насосы типа Рут, причем ввиду уменьшения утечек они дают более высокие коэффициенты полезного дей-



Фиг. 337.

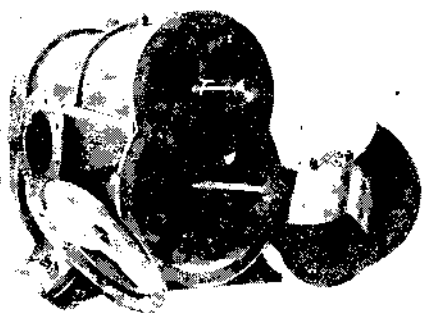


Фиг. 338.

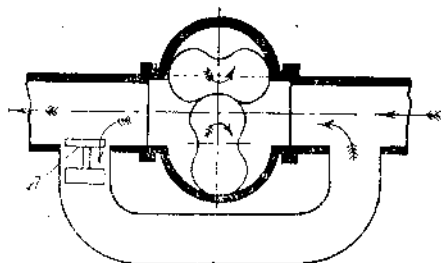
ствия. По данным завода эти насосы работают до давлений в 0,6 атм. изб., с хорошим коэффициентом полезного действия. Несмотря на такие преимущества насоса типа Энке, он распространения для двигателей

внутреннего сгорания не получил из-за своей сложности и затруднительности изготовления для высокого числа оборотов.

Внешний вид подобного же насоса завода Егер показан на фиг. 339. В заключение отметим, что регулирование подобных насосов ввиду того, что непосредственно в них сжатие не происходит (оно происходит в случае работы без обратных клапанов в нагнетательном патрубке и сети) может без значительного ухудшения коэффициента полезного действия производиться путем выпуска в атмосферу, или обратно во всасывающий трубопровод части воздуха.



Фиг. 339.

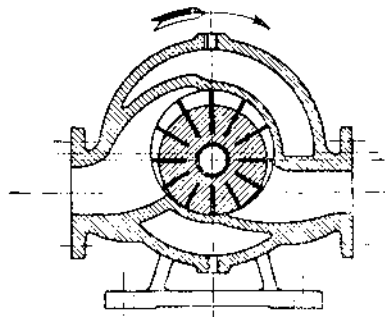
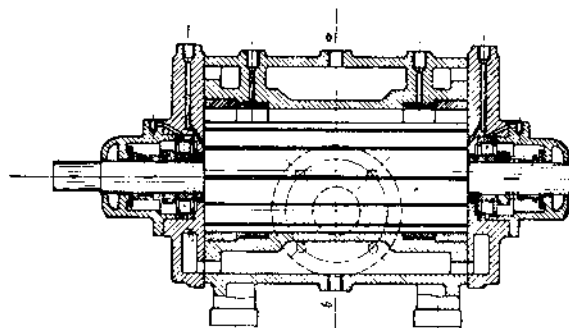


Фиг. 340.

Схема подобного регулирования показана на фиг. 340. Регулирование количества выпускаемого или перепускаемого воздуха производится при посредстве клапана А из нагнетательного трубопровода.

Переходим теперь к другой группе ротативных насосов, работающих по схемам, разработанным Шеллером, Виттигом и др.

На фиг. 341 показан такой насос в исполнении завода Виттиг. На фиг. 5 был показан ротор того же насоса с одетыми на него сверху кольцами.



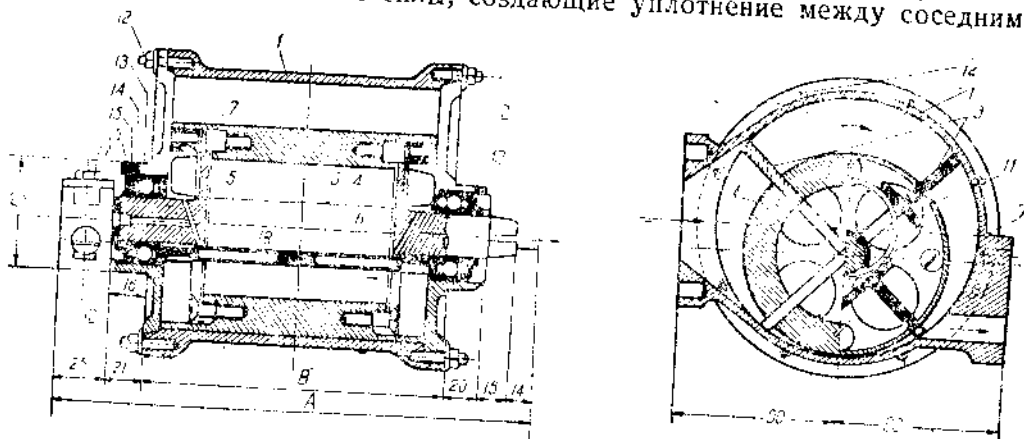
Фиг. 341.

Эти кольца, вращаясь вместе с ротором, не дают лопаткам соприкасаться со стенками кожуха, что вызвало бы износ последних или лопаток, увеличение утечки и пр.

Заводом Ривель вышущена другая конструкция подобного насоса, где, вместо колец, вращается вместе с ротором целая втулка цилиндра, причем последняя работает на роликовом ходу.

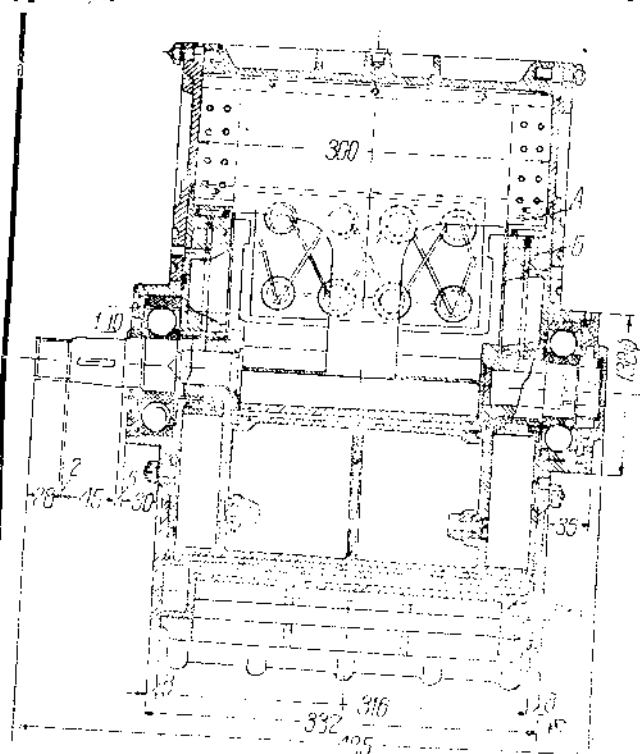
Наличие лопаток, свободно двигающихся под влиянием центробежных сил, делает невозможным применение подобных насосов при большом числе оборотов. С целью овладения этими силами был сделан ряд конструктивных изменений. Например, как уже указывалось, две противоположно расположенные лопатки соединяются в одно целое, так что части лопаток, лежащие по разным сторонам от оси вращения, взаимно уравновешивают друг друга. При этом уравновешивается лишь часть лопатки,

симметрично расположенная относительно центра. Этим способом, следовательно, уменьшается центробежная сила, прижимающая лопатку к кожуху (действует лишь разность центробежных сил обеих частей), но вместе с тем уменьшаются и силы, создающие уплотнение между соседними



Фиг. 342.

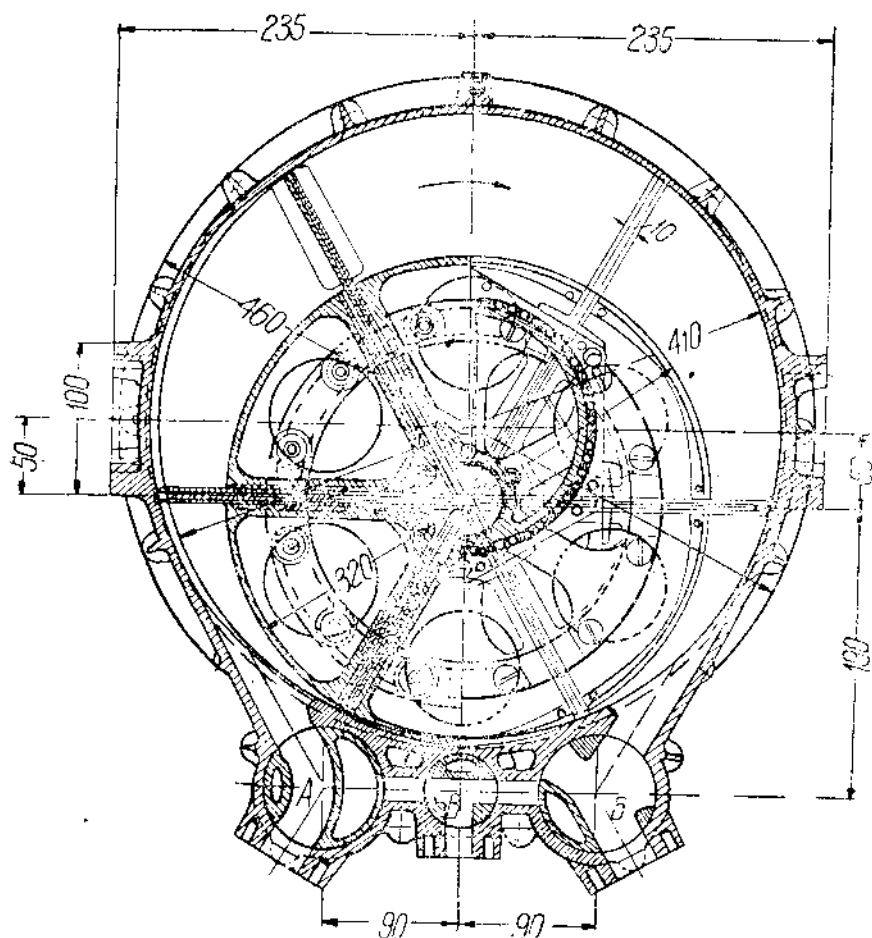
камерами путем прижимания лопатки к кожуху и таким образом возрастает величина утечек. Кроме того, в этом случае цилиндр должен быть выполнен некруглым.



Фиг. 313.

Одна из конструкций для того же целевого назначения имела следующее устройство. На каждую из цельных лопаток ставились бабки, скользящие по поверхности диска, установленного эксцентрично в кожухе насоса (см. фиг. 342). Таким образом, выдвижение лопаток из пазов здесь производилось принудительно, а не под действием центробежных сил.

Подобные насосы строятся рядом заводов. На фиг. 343 показана конструкция такого насоса. Здесь лопатки имеют башмаки *А*, лежащие на эксцентричных шайбах *Б*. Поперечный разрез такого насоса, могущего работать при различном направлении вращения (путем переключения золотников *А*, *Б* и *В*) с производительностью в 34 л при $n = 2000$ об/мин, показан на фиг. 344. На фиг. 345 показана в раскрытом виде установка, такого насоса конструкции Целлера на двигателе (того же конструктора).

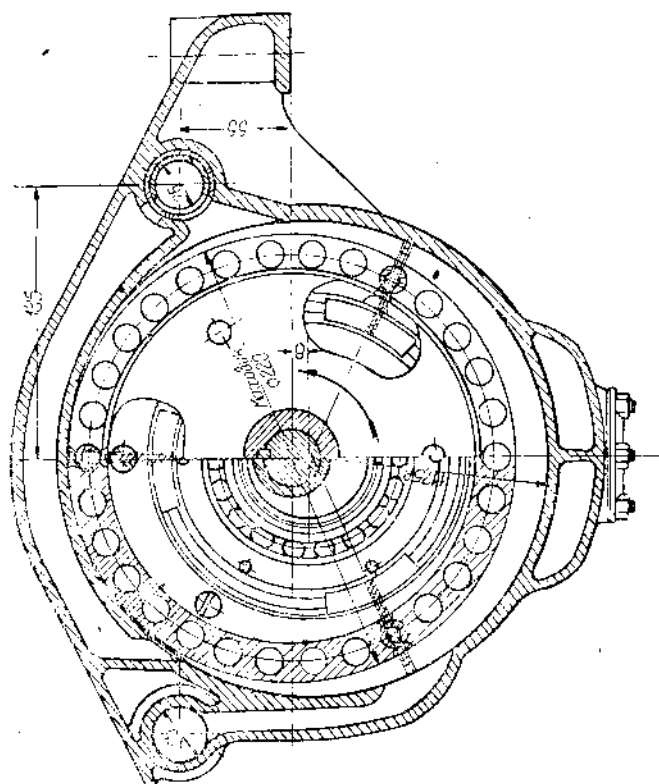


Фиг. 344.

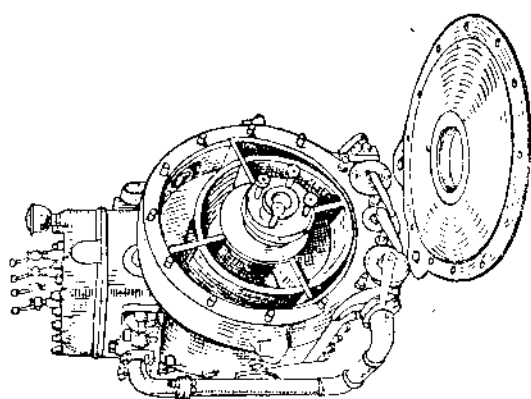
Аналогичная конструкция, в которой однако противоположные лопатки не связаны одна с другой, а овладение центробежными силами идет путем введения направляющего кольца, в котором ходят башмаки каждой из лопаток, дана на фиг. 346. Кольцо насажено на роликовых подшипниках.

Нужно отметить, что все подобные конструкции очень широкого применения не нашли, но все же насосы типа Целлер за последнее время были применены на ряде двигателей. Так на фиг. 347 и 348 показаны двигатели завода А. Г. Дармштадт (фиг. 347) и английского завода Броветт Линдсей (фиг. 348). Эти двигатели — постройки последних лет. Буквой *А* здесь обозначены продувочные насосы типа Целлер.

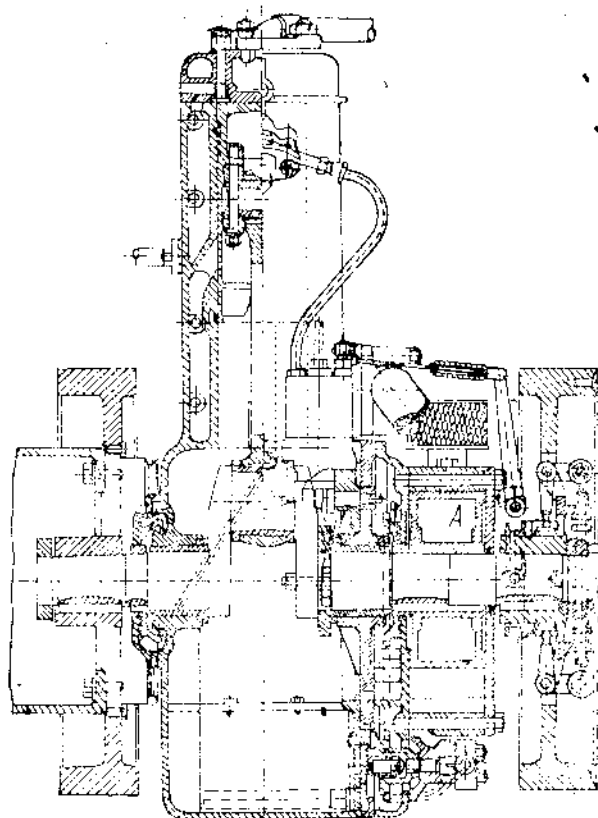
Остается еще отметить несколько деталей насосов типа Целлер. На фиг. 166 был показан насос типа Целлер наиболее простой схемы, построенный без уравнивания центробежных сил; с целью избежать недостатков в затрате мощности при твердо фиксированной выпускной кромке насоса в нем, вместо последней, введен ряд автоматических



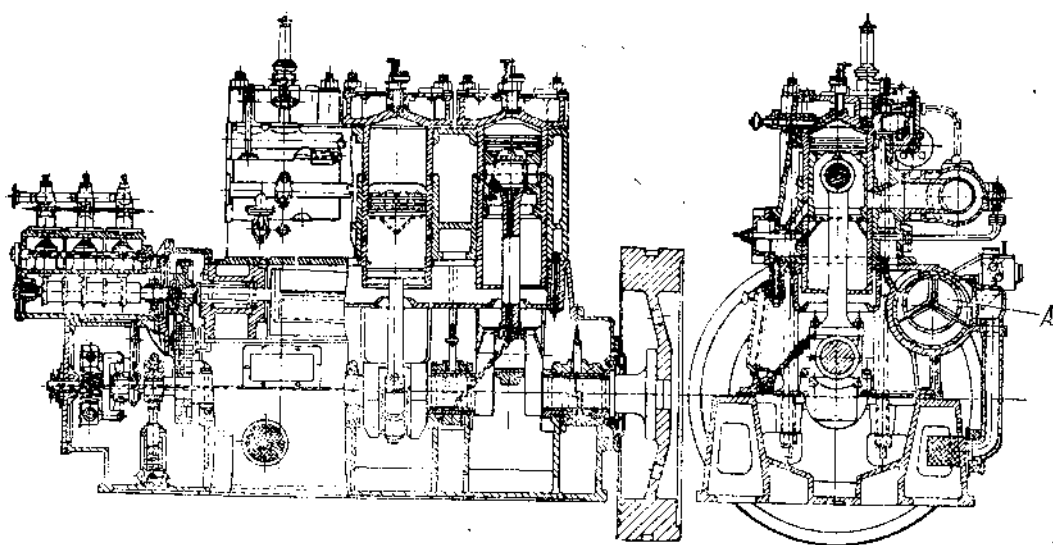
Фиг. 346



Фиг. 345.



Фиг. 347.

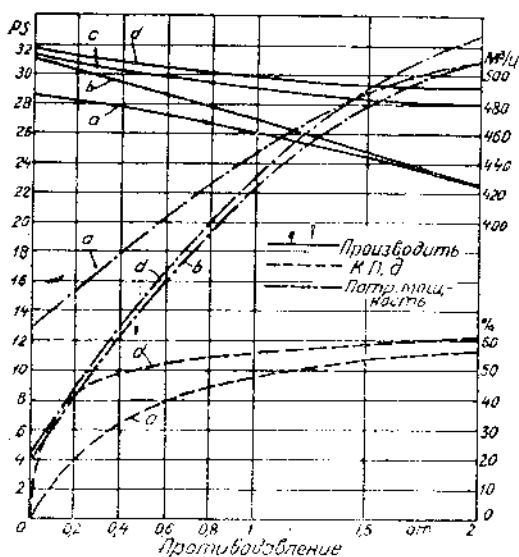


Фиг. 348.

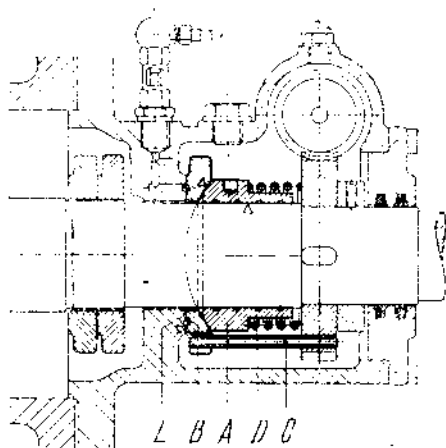
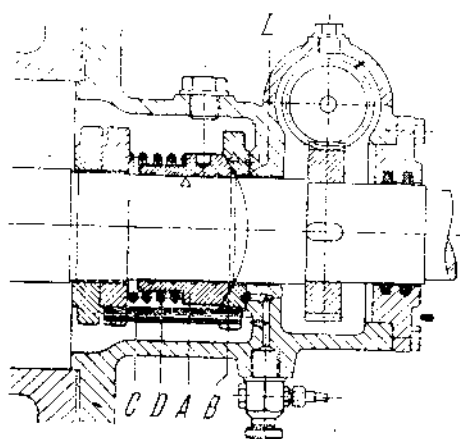
клапанов. Этим достигается то, что нагнетание подобно тому, как в обычном поршневом насосе с автоматическими клапанами, здесь начинается по достижении давления лишь несколько более высокого, чем давление в нагнетательном патрубке. Результаты испытаний подобного насоса на производительность — около $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ при $n = 1000$ об/мин — в сравнении с насосом обычного типа Целлер показаны в виде графика на фиг. 349. Здесь кривые *a* без клапанов и кривые *b, c, и d* с клапанами.

На фиг. 350 показаны детали сальника уплотнения насоса, на фиг. 351 — упорный подшипник, предохраняющий от осевого сдвига. Следует еще отметить, что с целью уменьшения влияния центробежных сил лопажки ставятся в роторе наклонно; тогда на стенки кожуха действуют несколько меньшие слагающие центробежных сил лопаток.

На фиг. 352 показана в разрезе приводная перевозная установка двухступенчатого насоса типа Целлер в исполнении завода Клейн, Шанцлин и Беккер. Насос установлен на перевозной тележке вместе с двигателем внутреннего сгорания приводящим его в движение. На фиг. 353 дан внешний вид цилиндров насоса. Насос — двухступенчатый и может давать давления до 6 ат в нормальной эксплуатации и временно — до 10 . Данные этой установки следующие: производительность насоса — $3,5 \text{ м}^3/\text{мин}$; число



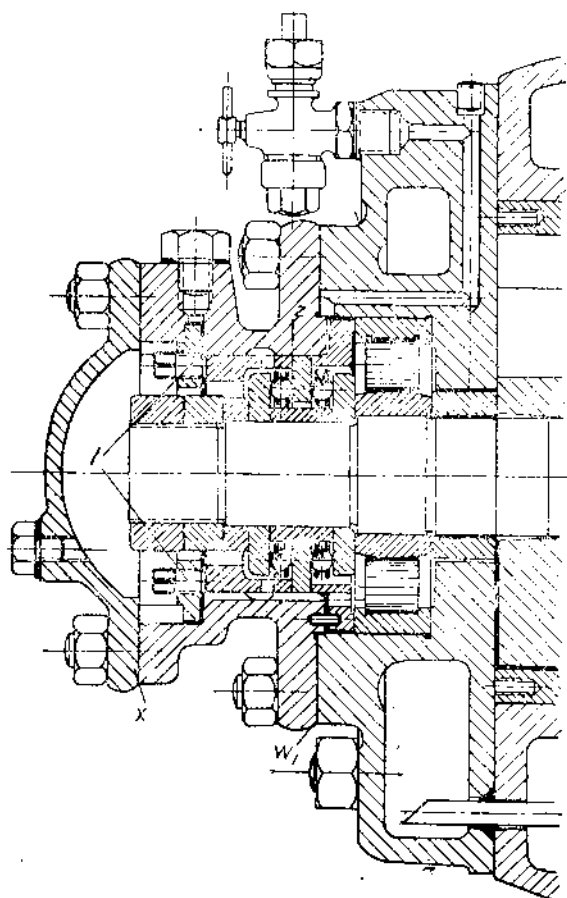
Фиг. 349.



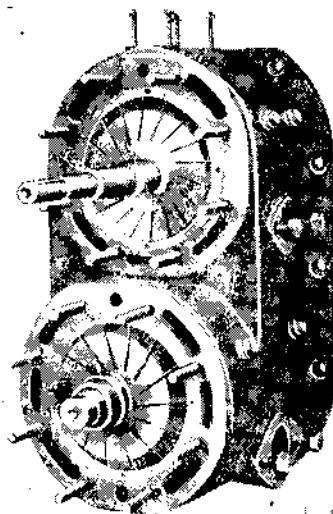
Фиг. 350.

оборотов — 1500 в минуту; температура нагнетаемого воздуха $\sim 115^\circ\text{C}$; мощность, развиваемая двигателем на валу — 32 л. с. ; суммарный вес установки — 1700 кг . Здесь цилиндры высокого и низкого давления расположены один над другим. Существуют еще конструкции, в которых эти цилиндры расположены рядом и ротора сидят на одном общем валу.

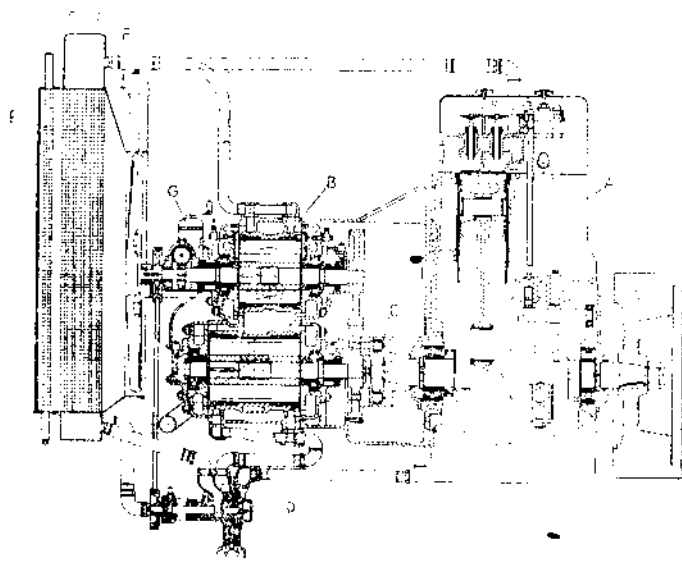
Насосы типа Пауэрлюс будут рассмотрены в главе о ротативных наддувочных насосах.



Фиг. 351.



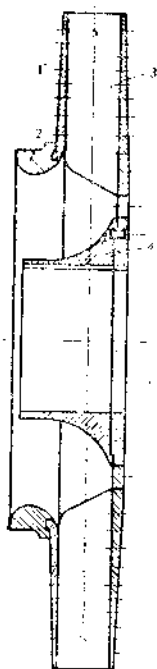
Фиг. 353.



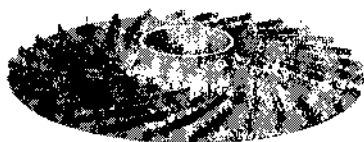
Фиг. 352.

3. Центробежные продувочные насосы

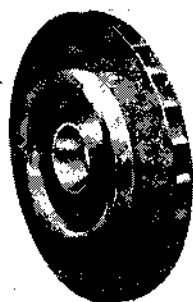
Центробежные продувочные насосы могут выполняться, прежде всего, как одноступенчатые или многоступенчатые. В большинстве случаев для двигателей внутреннего сгорания эти насосы делаются одноступенчатыми и притом неохлаждаемыми. Далее, эти насосы могут различаться по типу рабочих колес, с односторонним или с двухсторонним входом, с прямыми радиальными лопатками или с наклонными и т. п. Так как обычно потребное



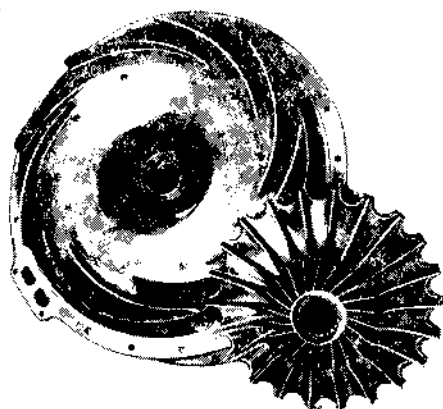
Фиг. 354.



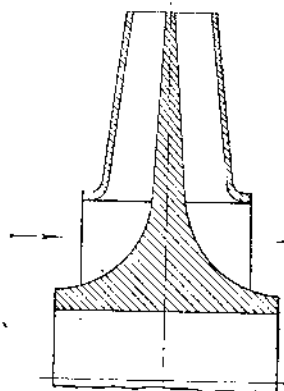
Фиг. 355.



Фиг. 356.



Фиг. 357.



Фиг. 358.

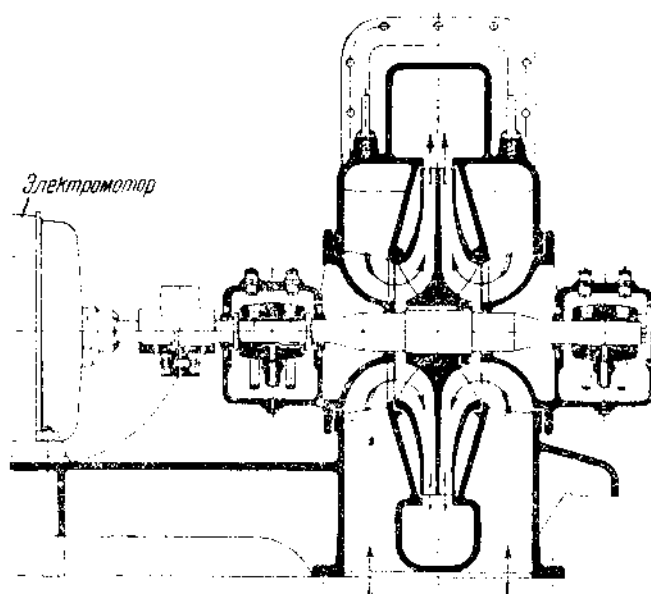
количество продувочного воздуха бывает велико, то эти насосы выполняются в большинстве случаев с двухсторонним входом. Лопатки выполняются в зависимости от примененного числа оборотов — при большом числе их радиальными, при не особенно большом числе — наклонными. И, наконец, самые лопатки могут выполняться с одним диском, двумя дисками (закрытые см. фиг. 129а и 356) совсем без диска (перистые — с радиальными лопатками, фиг. 129). Возможно также выполнение полуперистых колес (см. фиг. 130).

На фиг. 354 показано в разрезе колесо с наклонными лопатками и односторонним входом, составленное (склепанное) из нескольких частей; на фиг. 355, такое же колесо со снятым покрывающим диском. На фиг. 356 — внешний вид подобного колеса в собранном виде, а на фиг. 357 — колесо без переднего покрывающего диска с радиальными лопатками.

Колесо с двухсторонним входом показано на фиг. 358.

Разрез продувочного центробежного насоса с колесом с двухсторонним входом дан на фиг. 359. Этот насос выполнен заводом АЕГ и служит для продувки большого дизеля. Насос установлен отдельно от двигателя и приводится в движение электромотором. Аналогичный насос, но с двумя ступенями и односторонним входом показан на фиг. 360. Конструкция его ясна из фигуры. Регулировка производится дросселированием всасываемого

воздуха, для чего служит дроссельная заслонка во всасывающей патрубке (показана на фигуре вверху слева).

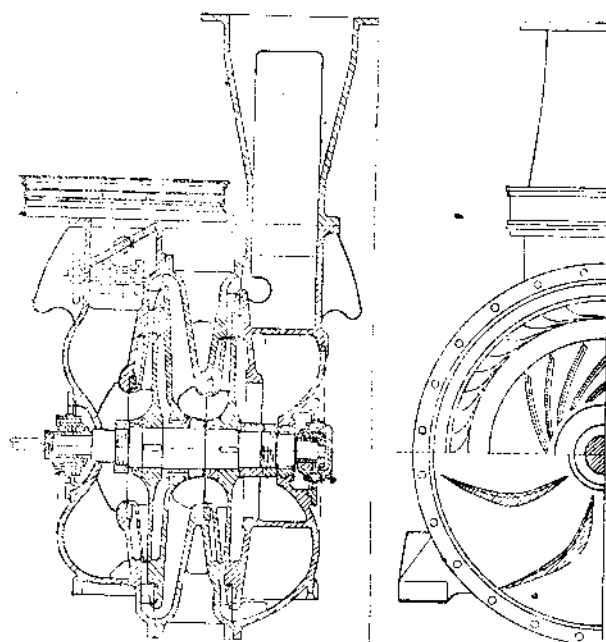


Фиг. 359.

На фиг. 361 отдельно представлен вставной направляющий аппарат. Здесь он выполнен открыто для того, чтобы было возможно обработать

каналы между лопатками, что значительно улучшает коэффициент полезного действия насоса.

Другой тип установки продувочного насоса показан на фиг. 362. Здесь насос установлен на одной оси с двигателем и представляет с ним один агрегат. Двигатель этот односторонний, авиационный дизель Гаруффа, не получив-



Фиг. 360.

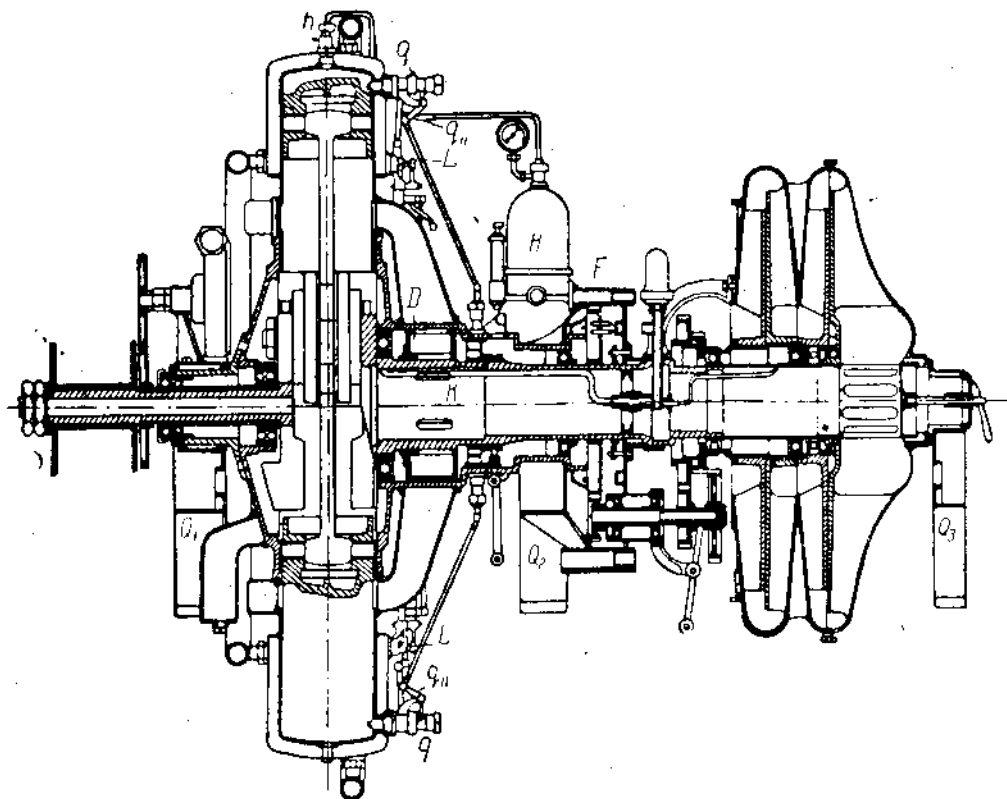


Фиг. 361.

ший практического применения. Он приводится лишь как схема установки. Привод насоса в этом двигателе производится ускорительной передачей от двух пар шестерен, причем одна пара устроена на подобие коробки скоростей, так что число оборотов рабочего колеса может быть изменено по желанию, что необходимо при изменении числа оборотов самого двигателя.

Нужно отметить, что подобное устройство применяется сравнительно редко и только в условиях столь напряженной в весовом отношении установки, как авиационная, ибо сохранение примерно постоянным числа оборотов насоса при меняющихся режимах работы двигателя и регулировка количества воздуха за счет дросселирования, что выполнимо в насосе с отдельным приводом, представляет огромные преимущества, хотя и менее экономно. Большинство установок поэтому так именно и выполняется.

На фиг. 363 показан в разрезе насос, смонтированный на одном валу с электромотором постоянного тока, а на фиг. 364—внешний вид такого насоса. Эта конструкция принадлежит заводу Броун Бовери. В подобном насосе этим же заводом была применена регулировка (в отношении пульсации) путем введения подвижных лопаток в направляющем аппарате.



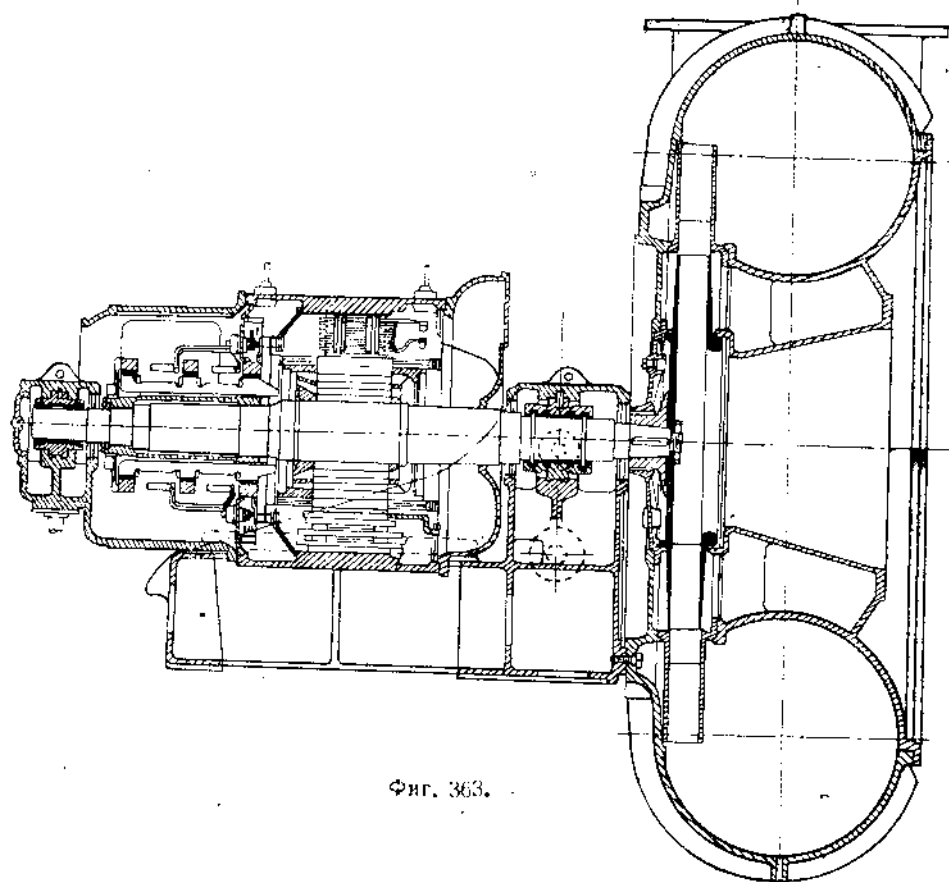
Фиг. 362.

Такое устройство показано на фиг. 200. Наконец, чрезвычайно компактный насос завода Ривель дан на фиг. 365. Это насос с двухсторонним входом.

Нужно отметить то, что осевой сдвиг в центробежных насосах от давления воздуха, проходящего через щели в пространство за колеса, в насосах с лопатками с двухсторонним входом, отсутствует. Иначе обстоит дело с насосами с односторонним входом, где приходится прибегать к установке упорных подшипников. Это ясно видно на фиг. 366, показывающей одноступенчатый насос с односторонним входом в колесо. Подшипник, помещенный здесь справа от колеса, имеет два гребенчатых выступа, служащих упорами. Для этой цели часто применяются также упорные шарикоподшипники.

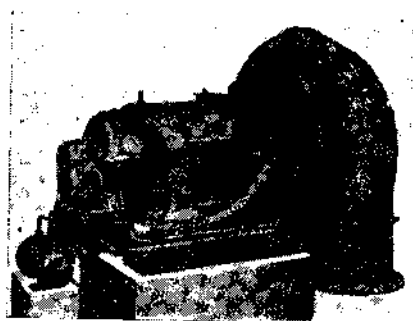
В насосах с большим числом ступеней для компенсации осевого сдвига, вместо подшипников с упорами, применяются специальные уравновешивающие поршни, подобные показанному на фиг. 367. На этой фигуре дан разгрузочный (и одновременно уплотняющий) поршень, применяемый заводом Броун Бовери. Камера *a* здесь сообщена со всасывающим патрубком

так, что в ней имеется давление всасывания. Справа в с, наоборот, имеется давление нагнетания (последняя ступень). Разность этих двух давлений действует на поршень и компенсирует осевой сдвиг. При правиль-



Фиг. 363.

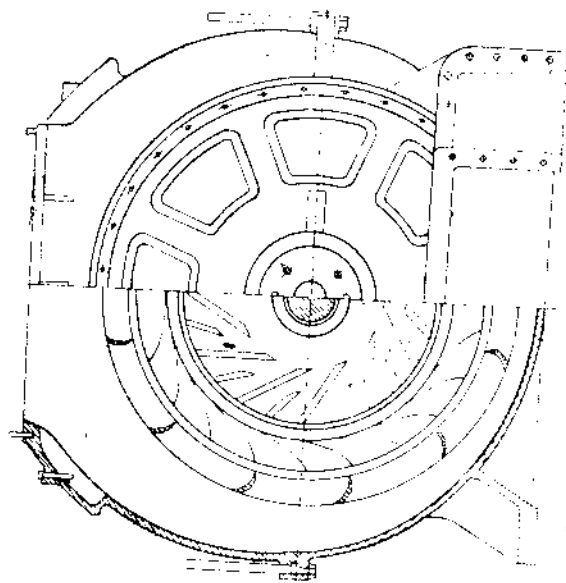
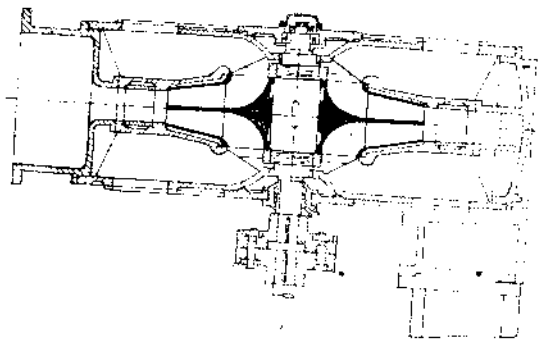
ном подборе диаметра поршня эта конструкция дает вполне благоприятные результаты. Здесь же видно уплотнение, выполненное при посредстве входящих один за другой выступов, в статоре и роторе.



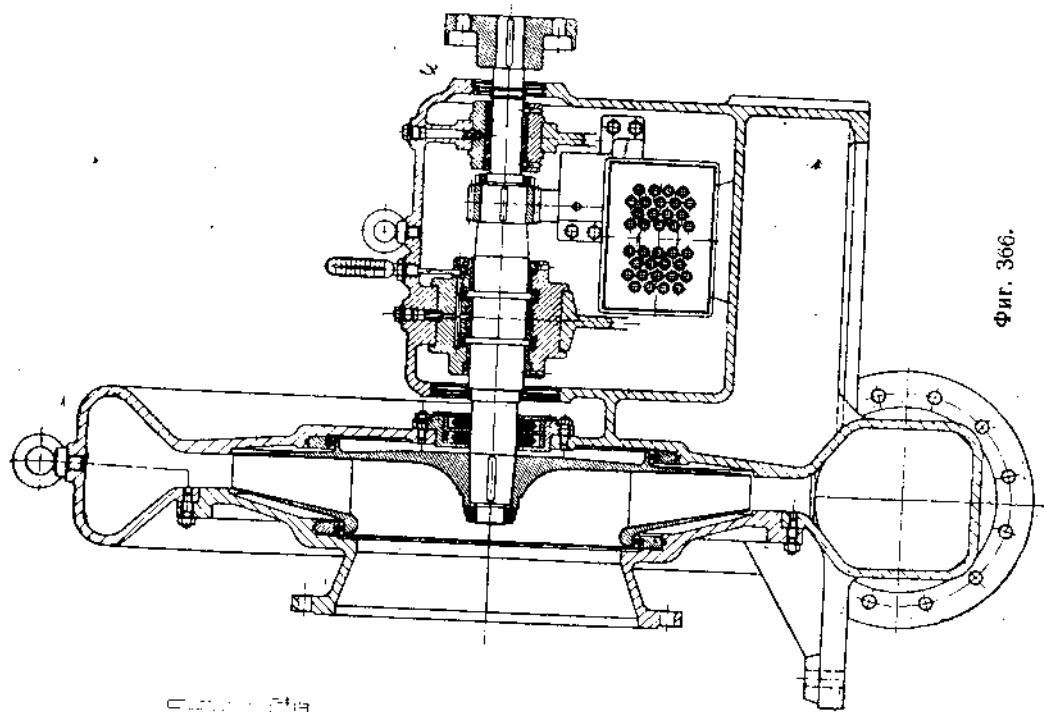
Фиг. 364.

Конструкция упорного подшипника по типу примененного на насосе, изображенном на фиг. 366, в исполнении завода Броун Бовери показана на фиг. 368. Этот подшипник смазывается принудительно под давлением. На фиг. 369 дан насос с ускорительной шевронной передачей, выполненной в одном агрегате с насосом. Устройство это ясно из фигуры. Конструкция принадлежит заводу Gutehoffnungshütte. Внешний вид подобного насоса на производительность в $1000 \text{ м}^3/\text{мин}$, и давление до $1,38 \text{ атм}$ показан на фиг. 370. В виду больших размеров насоса и желания получить малый вес кожух его выполнен тонкостенным, ребристым.

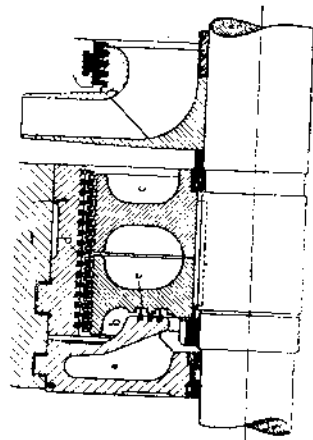
На фиг. 371 показана установка двух насосов того же завода, соединенных в один агрегат. Оба насоса стоят рядом, а два приводных мотора — по краям. Производительность этой установки — $700 \text{ м}^3/\text{мин}$ при давлении до $1,15 \text{ атм}$.



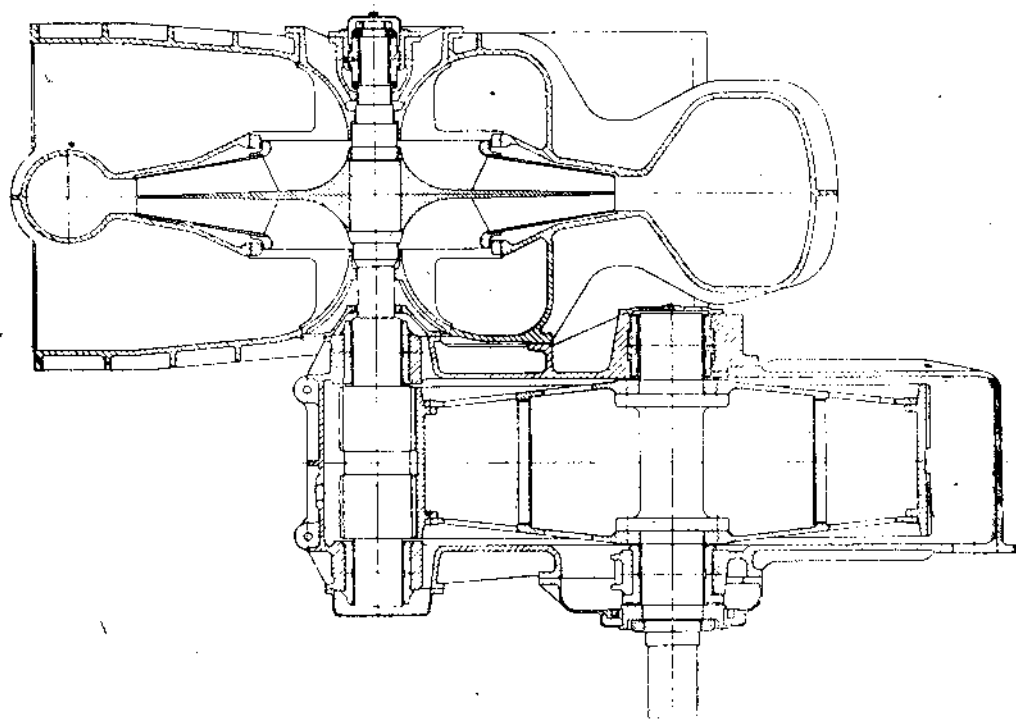
Фиг. 365.



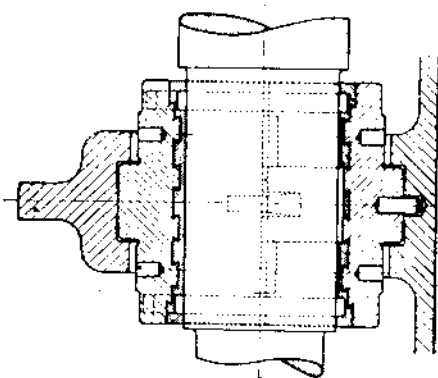
Фиг. 366.



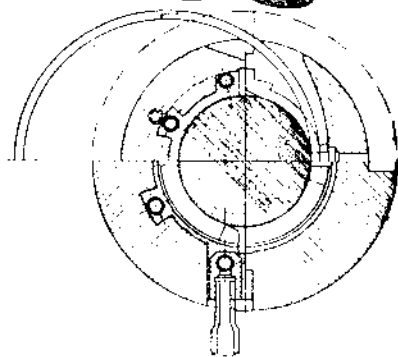
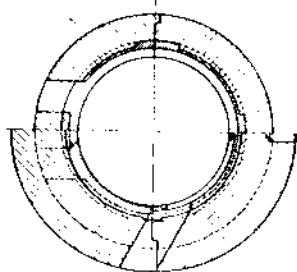
Фиг. 367.

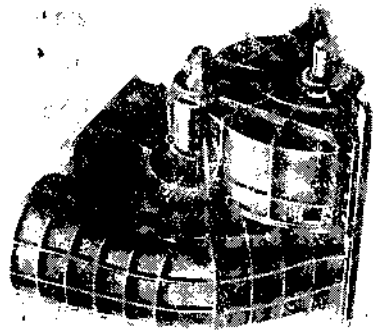


Фиг. 369.

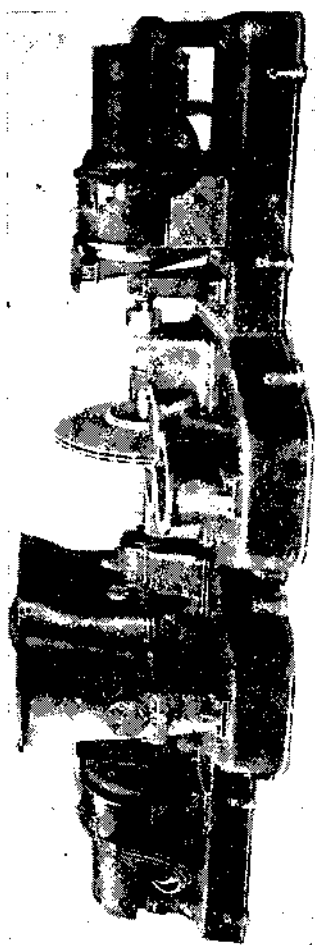


Фиг. 368.

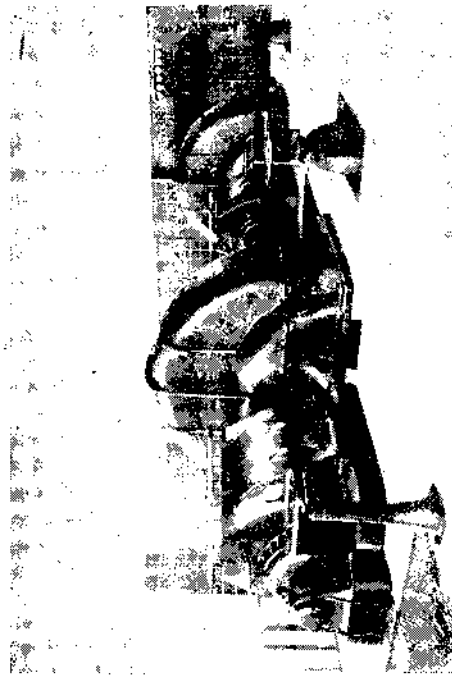




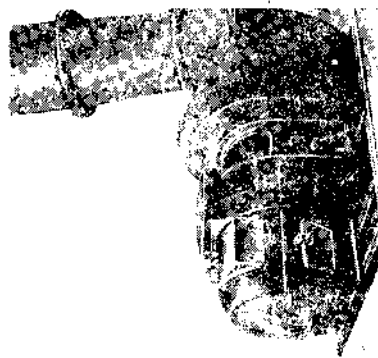
Фиг. 370.



Фиг. 371.

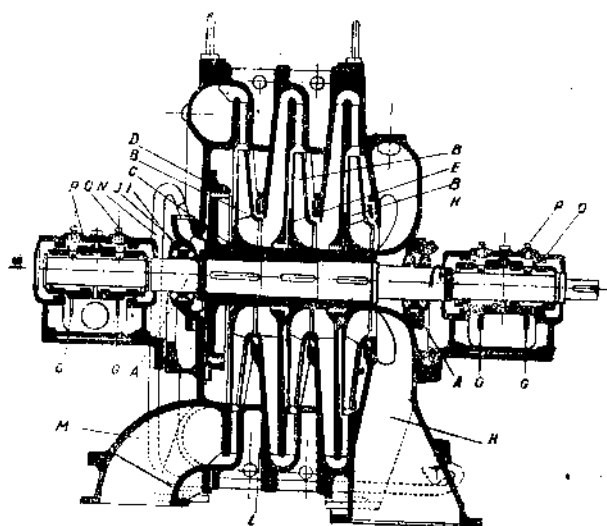


Фиг. 372.

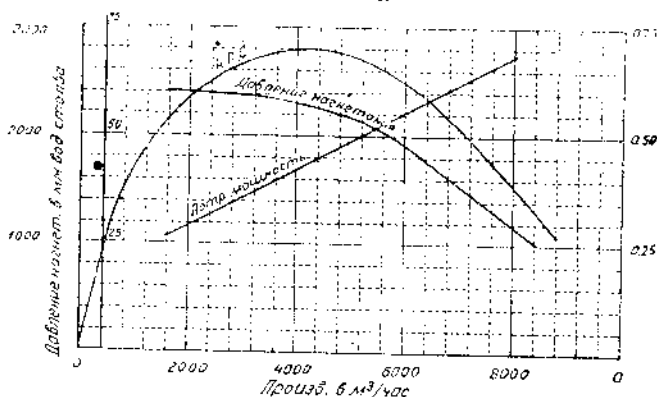


Фиг. 373.

Другой тип установки подобного рода, но в виде двух отдельных агрегатов, для продувки дизеля в 15000 л. с. на электростанции в Гам-

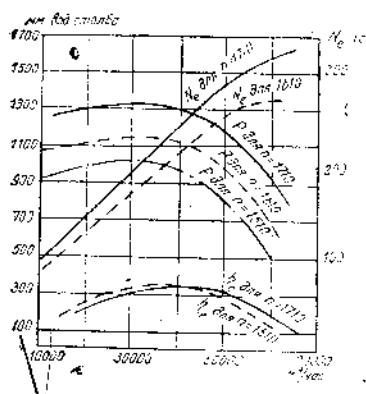


Фиг. 374.



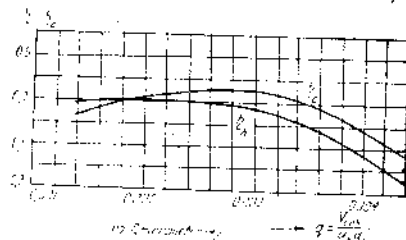
Фиг. 375.

бурге дан на фиг. 372. Производительность каждого из насосов — $1800 \text{ м}^3/\text{мин}$, а число оборотов — 2750.



Фиг. 376.

Подобного же рода установка с одним насосом показана на фиг. 373. Эта конструкция принадлежит заводу Рато и предназначена для продувки судового дизеля. Производительность этого насоса — $1350 \text{ м}^3/\text{мин}$.



Фиг. 377.

На фиг. 374 дан разрез трехступенчатого насоса завода Рато, а на фиг. 375 — его характеристика. Нужно еще раз отметить, что такие насосы для целей продувки применяются сравнительно редко.

В заключение приведем две характеристики продувочных насосов, принадлежащих заводу FMA. На фиг. 376 дана характеристика насоса на производительность в 770 м³/мин и давление до 1,12 ата при числе оборотов 1510, 1610 и 1710. Даны, как это обычно делается в характеристиках, кривые напора, потребляемой мощности и общего коэффициента полезного действия (η_c). По оси абсцисс отложены производительности, а по оси ординат — прочие величины. На фиг. 377 показана отвлеченная характеристика насоса. Даны две кривые: — гидравлического коэффициента полезного действия (η_h) и полного коэффициента полезного действия (η_c).

По оси абсцисс отложены коэффициенты расхода $q = \frac{V}{u_{вмх} \cdot D_{вмх}^2}$. Коэффициенты η_c и η_h равны:

$$\eta_h = \frac{E_{ад}}{u_{вмх, в}^2} \quad \text{и} \quad \eta_c = \frac{E_{ад} G_{срк}}{75 \cdot N_e}$$

IV. НАДДУВОЧНЫЕ НАСОСЫ

В этой группе насосов, применяемых главным образом в транспортных двигателях (судовые, тепловозные, автомобильные и авиационные), основное применение нашли насосы центробежные и, в несколько меньшей мере, ротативные. Поршневые насосы здесь почти не применяются. Однако, поскольку для авиационных моторов, работающих на очень больших высотах, эти насосы дают известные преимущества (см. далее), мы все же рассмотрим их.

1. Поршневые наддувочные насосы

Количество конструкций поршневых наддувочных насосов очень невелико — их существует всего три-четыре конструкции. На фиг. 378 и 379 показаны продольный и поперечный разрезы авиационного нагнетателя такого типа конструкции Себиа. Причина появления такого насоса та, что при полетах на больших высотах приходится применять многоступенчатые центробежные насосы с несколькими скоростями, что сильно усложняет их; между тем потребное давление легко может быть получено в одноступенчатом поршневом насосе. Основной трудностью является преодоление сил инерции в кривошипно-шатунном механизме. В насосе Себиа полного уравнивания сил инерции, конечно, не достигнуто, но эти силы сведены к малым величинам путем максимального облегчения веса ходовых частей, постановке кривошипов под углом в 180° и применению противовесов. На фиг. 379 виден средний диск вала, имеющий два кривошипа М, к которым присоединены шатуны. Поршни сделаны из дюрала. Все части машины для облегчения ее высверлены, где только это возможно, поршень ходит в цилиндре, причем $\frac{s}{D}$ здесь очень малое — равно примерно

0,36. Оба шатуна поставлены по отношению к поршню эксцентрично, так что ходят в разных плоскостях. Шатуны здесь плоские. Поршни ходят по трубчатым направляющим А, видимым на фиг. 378. Всасывающий клапан размещен в наружном днище цилиндров, причем к полостям, лежащим ближе к валу, воздух проходит внутри направляющих для поршней и тем их охлаждает. Нагнетательные клапаны (см. фиг. 379) расположены по бокам цилиндров. Они пластинчатого типа, примерно такие, как на фиг. 138. Эти клапаны очень легки по весу и дают большое проходное сечение. В данном насосе, например, пластинок 672 штуки.

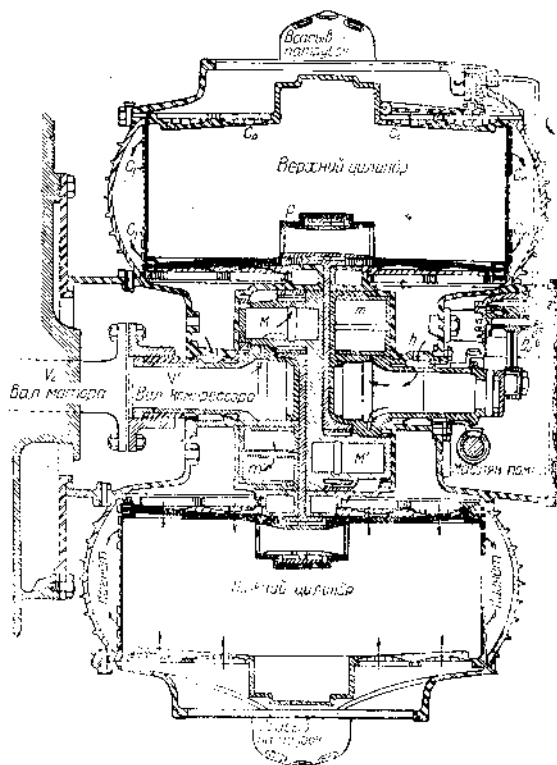
В насосе обеспечена возможность регулирования количества воздуха, по числу сторон всасывания; так на высоте от 500 до 2000 м работает один верхний цилиндр, причем как насос простого действия. Далее при подъеме, постепенно включаются остальные всасывающие стороны

Регулирование производится выпуском воздуха во всасывающий трубопровод.

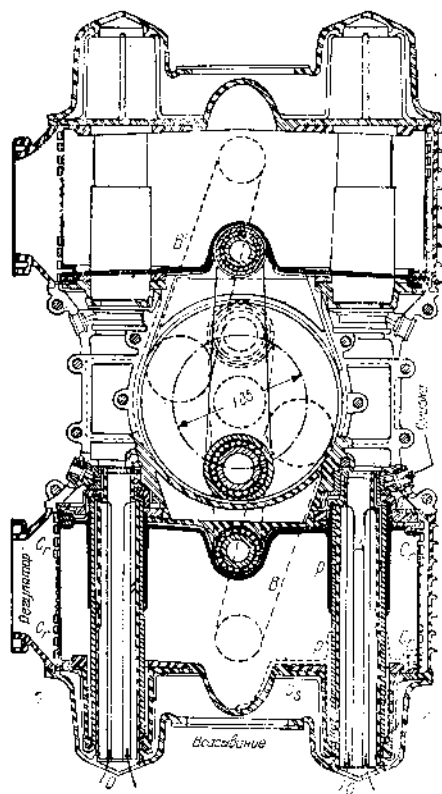
Такие насосы были построены для авиадвигателя Рено в 95 л. с., для мотора Петрель (завода Лоррен) — в 500 л. с.

Существуют еще подобного типа насосы с качательным движением поршней вместо поступательно-возвратного (например, нагнетатель типа РЗ). Однако, эти механизмы по существу, за пределы эксперимента не вышли.

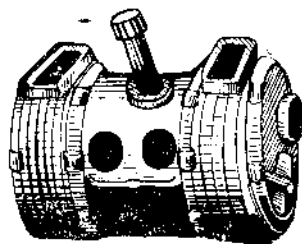
Насос для мотора Петрель имеет диаметр цилиндра—290 мм, ход поршня—105 мм. При 1700 об/мин он подает примерно 54,5 м³ воздуха. Вес этого насоса—40 кг и габарит—600×430×410 мм. Насос для мотора в 95 л. с.



Фиг. 379.



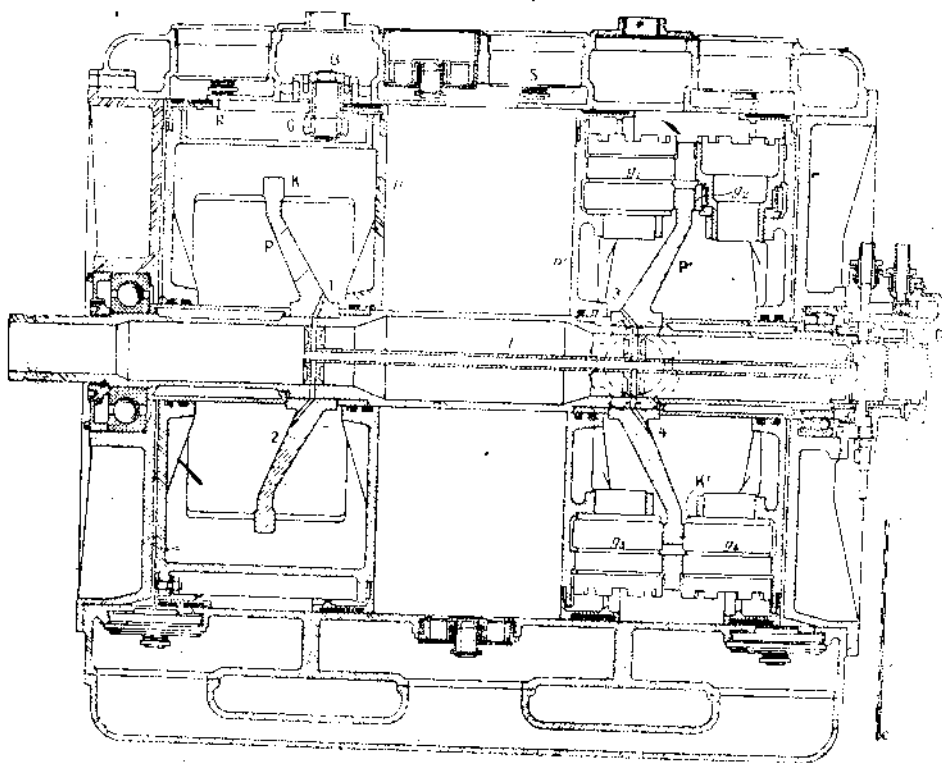
Фиг. 378.



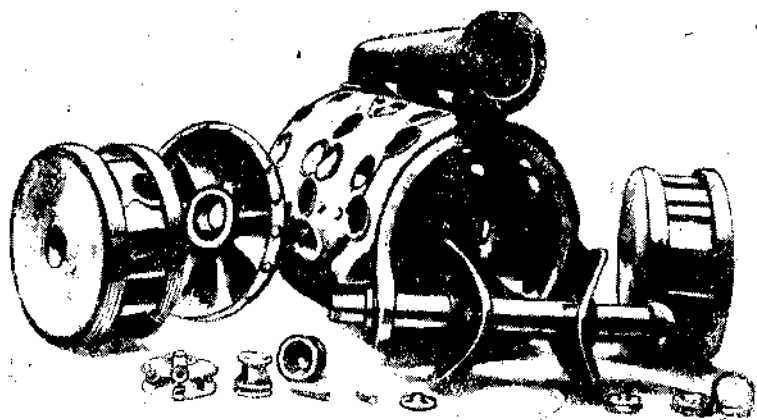
Фиг. 380.

имел вес в 11 кг и забирал всего лишь 4 л. с. Оба насоса прошли лабораторные испытания, дав хорошие показатели, но широкого применения не нашли. На фиг. 380 показан внешний вид такого насоса. В последнее время появилась еще одна конструкция подобного насоса типа Моми. В ней под влиянием криволинейных шайб (без шатуна и коленчатого вала) совершают качательное движение 2 поршня. Подобный насос был построен во Франции и испытан. Разрез и детали этого насоса показан на фиг. 380а и 380б.

На фиг. 381 дан разрез другого поршневого наддувочного насоса для горизонтальной газовой машины завода Эргард и Земмер. Он помещен в конце машины, что ясно видно из фиг. 383. Насос — двойного действия,

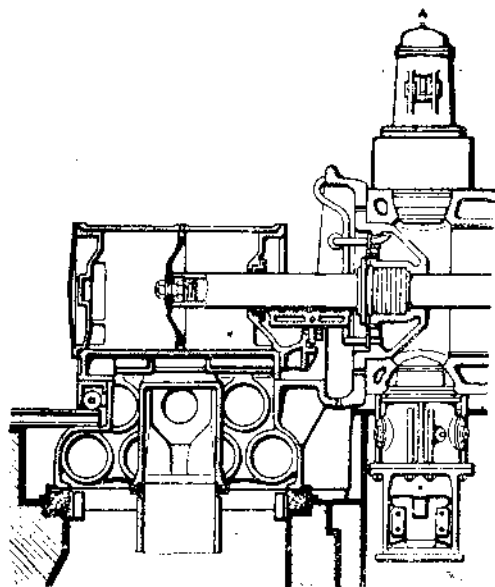


Фиг. 380а.

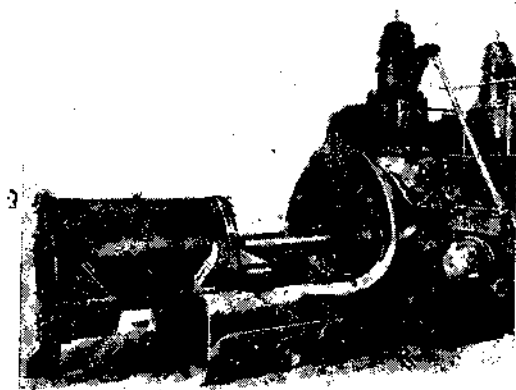


Фиг. 380б.

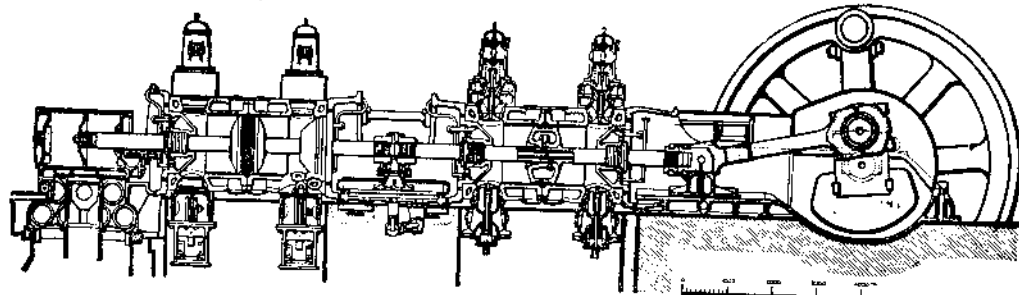
одноступенчатый. Устройство его также ясно из фигуры. Этот насос имеет ход поршня 1500 мм, диаметр — 1150 мм и при числе оборотов газо-



Фиг. 381.



Фиг. 382.



Фиг. 383.

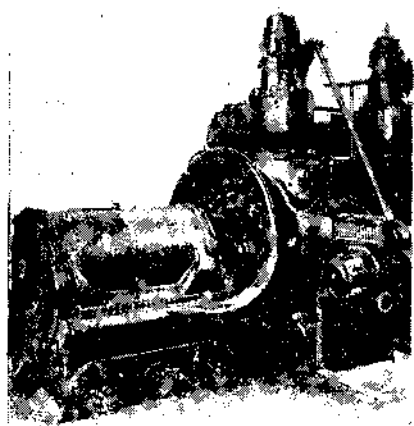
мотора (мощностью в 4100 л. с.) дает в минуту примерно 125 м³. Насос легко демонтируется, как это показано на фиг. 382. Общий вид установки насоса на газомоторе дан на фиг. 383, 384.

Такие насосы находят применение в крупных газомоторах, так как привод их очень удобен и насос получается компактным.

2. Ротативные наддувочные насосы

Применяемые здесь типы насосов вообще сходны с таковыми, описанными при рассмотрении продувочных насосов, так как для машин, работающих в земных условиях (так назыв. форсировка), давление наддува обычно близко к давлению продувки.

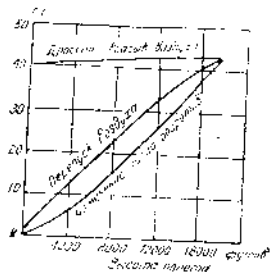
Иначе обстоит дело с наддувочными насосами для высотных авиационных двигателей. Нужно отметить, что для этой цели наибольшее применение



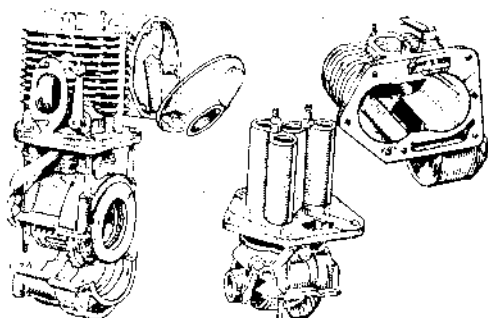
Фиг. 384.

двигателей. Нужно отметить, что для этой цели наибольшее применение

из числа ротативных насосов имели насосы типа Рут, в силу их свойства забирать мощность при работе с перепуском воздуха (по схеме, изображенной на фиг. 340), пропорционально давлению наддува, потребному на данной высоте. Это особенно ценно для высотных авиационных моторов. Но вместе с тем внедрение насоса типа Рут тормозится трудностями технологического порядка (обработка и пригонка роторов,

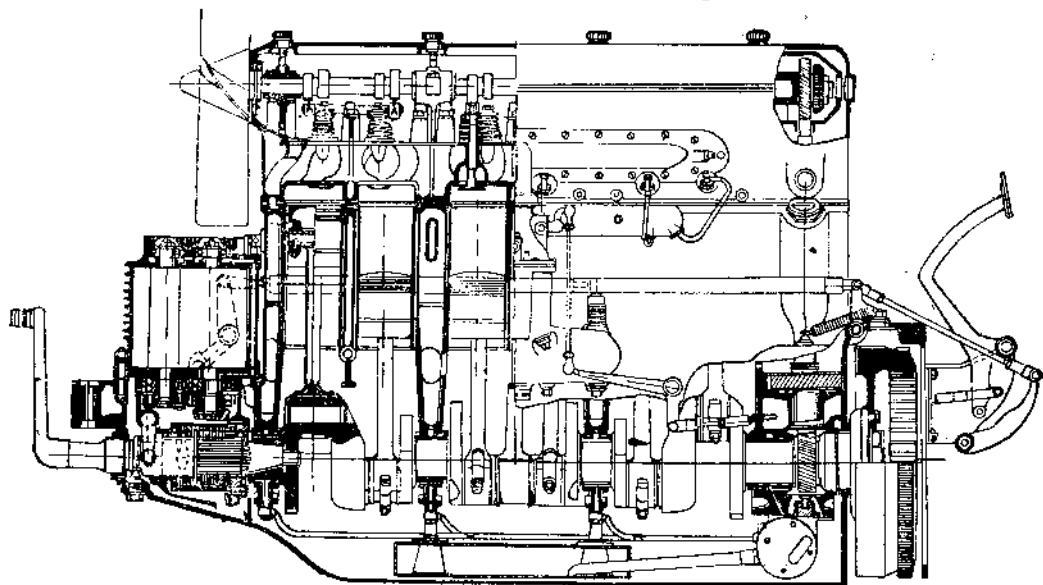


Фиг. 385.



Фиг. 386.

статора и передач). Кроме сложности изготовления, недостатком их является ухудшенная работа в смысле забираемой мощности при повышенных давлениях. Поэтому для моторов с большой высотностью или сильной форсировкой он неэкономичен. Далее, подача воздуха насосом типа Рут менее равномерна, чем, например, центробежным насосом. Это

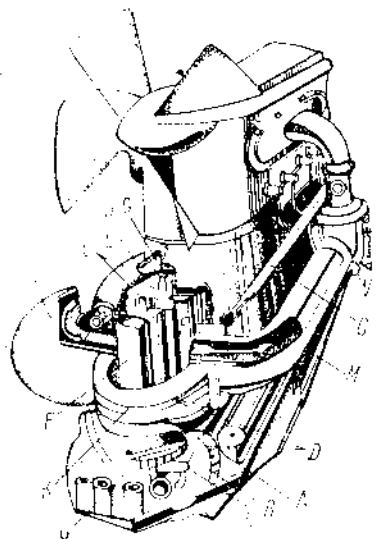


Фиг. 387.

требует в отдельных случаях постановки после насоса специального ресивера, делающего давление более равномерным и, наконец, недостатком нагнетателя типа Рут является создаваемый им при работе шум.

Регулирование такого насоса возможно путем изменения его числа оборотов, перепуска и дроселирования всасываемого воздуха. Результаты применения всех этих трех способов показаны на фиг. 385. Как видно, наиболее экономичным является способ с переменным числом оборотов. Однако, например, изменение их числа от 900 об/мин до 1600 затруднительно. Второе место по экономичности занимает перепуск. Этот способ и является наиболее распространенным.

На фиг. 386 показан нагнетатель типа Рут для автомобильного мотора Мерседес-Бенц. Это — вертикальный насос с двумя роторами в виде восьмерки. Общий вид установки этого насоса на моторе дан на фиг. 387, а вид этого же насоса на моторе в разобранном виде на фиг. 388, где А — привод насоса, М — нагнетательная труба. Насос этот выполнен с воздушным ребристым охлаждением цилиндра.



Фиг. 388.

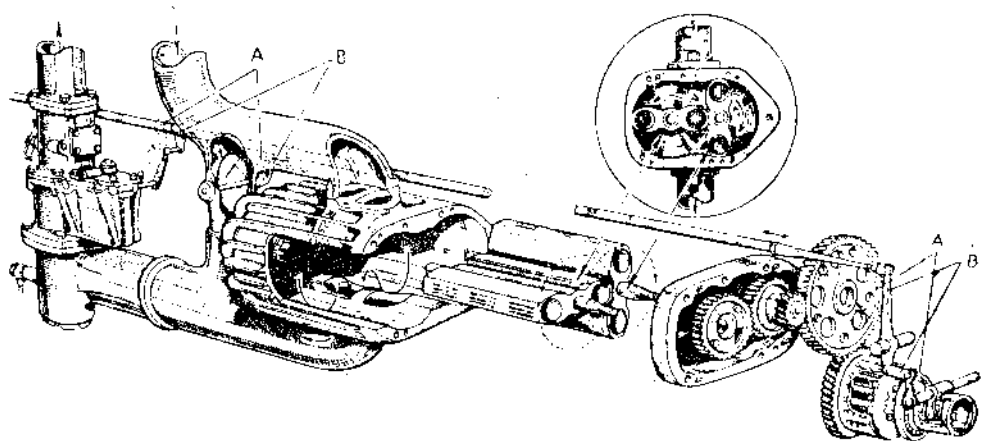
На фиг. 389 показан внешний вид насоса типа Рут для наддува автомобильного мотора того же завода, но установленный горизонтально.

Наддувочный насос типа Рут в виде отдельного агрегата изготовляемого заводом Броун дан на фиг. 390.

Производительность этих насосов при числе оборотов, в 1,55 раз больше мотора, вполне достаточна для их наддува. Передача — ускорительная, от одной пары цилиндрических шестерен. Направление вращения — в обе стороны. Роторы сделаны из 3 1/2-процентной никель-хромо-молибденовой стали.

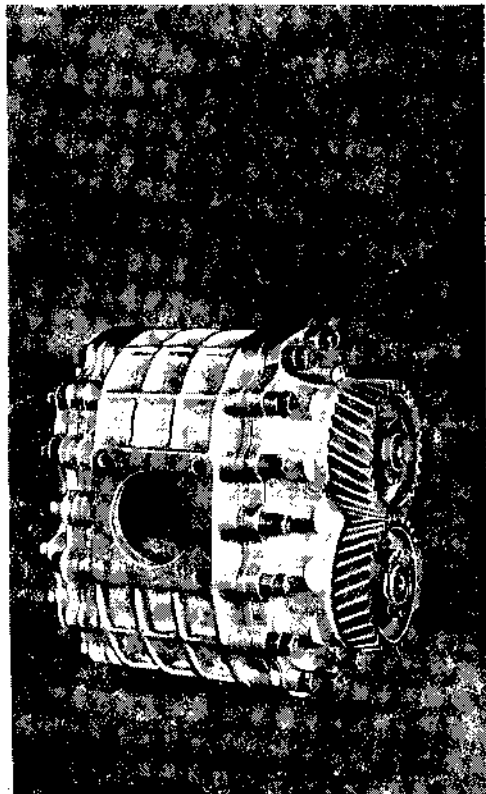
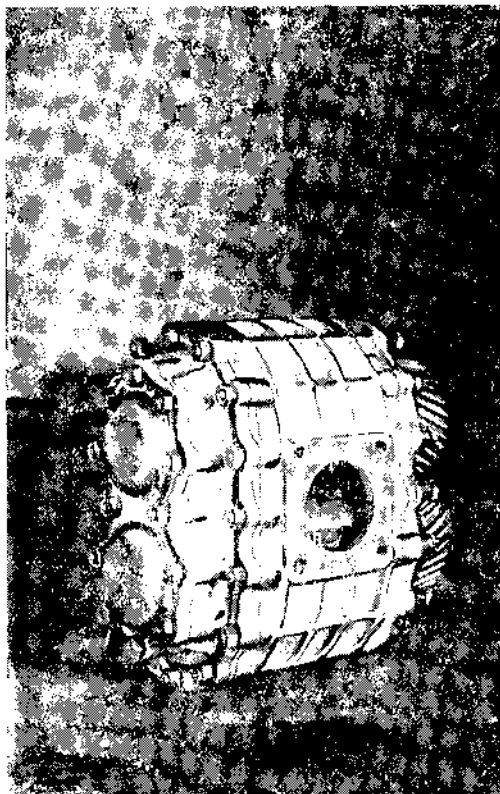
Внешний вид нагнетателя для авиационного мотора Деляж и вид установки его на моторе показаны на фиг. 391 и 392. Здесь на моторе установлены два нагнетателя. Разрез привода насоса типа Рут для наддува авиамотора Аргус дан на фиг. 393.

Основные данные подобного насоса для мотора Либерти в 400 л. с. следующие: диаметр — 430 мм, ширина — 410 мм, потребная для привода мощность при передаточном отношении $i=1,5-1,94$ составляет 30—50 л. с.

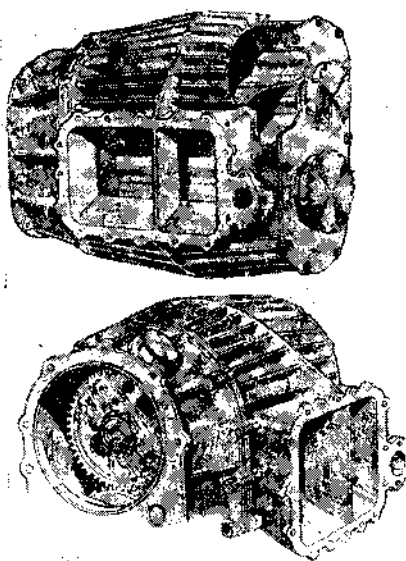


Фиг. 389.

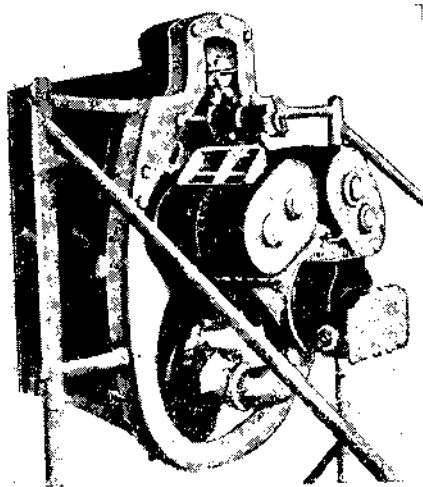
На фиг. 394 и 395 приведены некоторые результаты произведенного в ДЛ испытания нагнетателя типа Рут для двигателя Аргус. Основные его размеры: диаметр ротора — 287 мм, длина — 310 мм, нормальное число оборотов вала ротора 3570 в минуту, передаточное отношение — примерно 2, производительность при этом — около 80 м³/мин., потребная мощность — 105 л. с., вес насоса — 58,5 кг.



Фиг. 390.



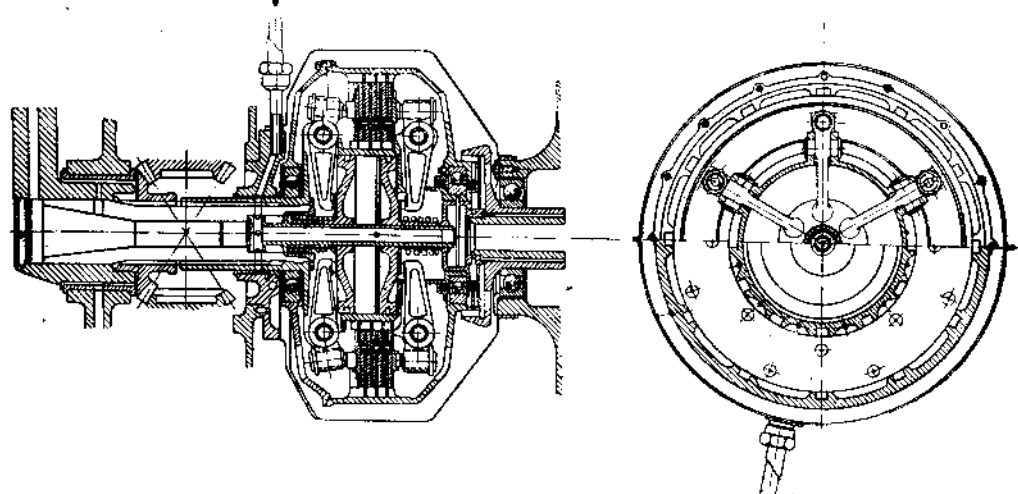
Фиг. 391.



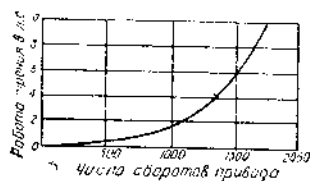
Фиг. 392.

Полученные результаты испытаний в отношении коэффициента полезного действия при $n = 3570$ таковы: получаемое давление наддува — до 2:

$$\begin{aligned}\eta_{ад} &= 59\% \\ \eta_{об} &= 84\% \quad (\text{коэффициент наполнения}) \\ \eta_{мех} &= 0,91.\end{aligned}$$



Фиг. 393.



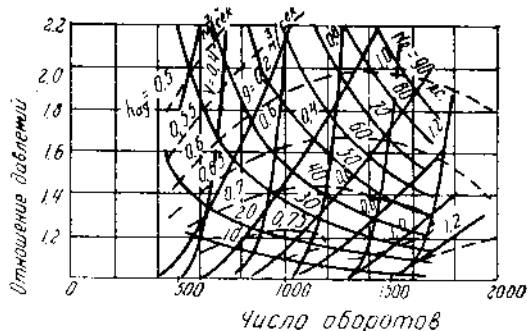
Фиг. 394.

На фиг. 394 дана работа трения насоса в зависимости от числа оборотов ротора, а на фиг. 395 характеристика насоса.

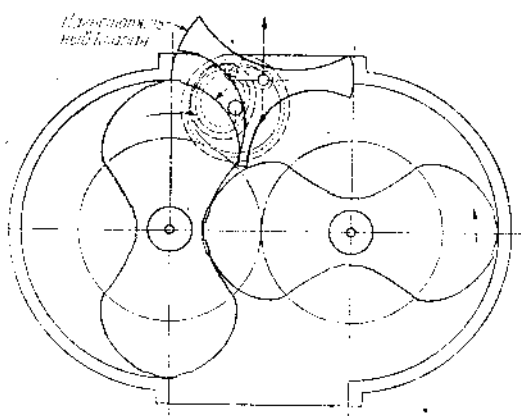
На фиг. 396 показан насос типа Рут, применявшийся в качестве нагнетателя для мотора Либерти при его испытании в НАСА.¹ Этот насос имеет качающийся клапан, назначение которого было уже отмечено выше.

Переходим к другим типам ротативных насосов.

На фиг. 497 показан насос типа Козетт, применявшийся для наддува автомобильных моторов, а на фиг. 498—установка этого насоса на маленьком автомобильном моторе Амилькар. Имеется ряд моторов судовых, автомобильных и др., в которых насосы типа Целлера, Козетт, Ривель и др. применялись и применяются в течение многих лет с вполне благоприятными результатами.



Фиг. 395.

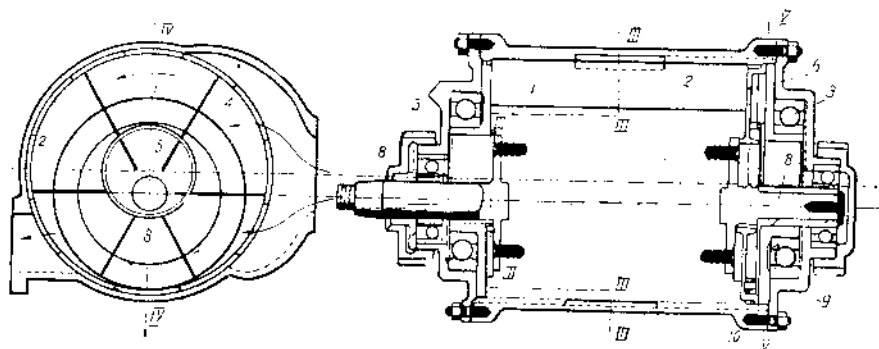


Фиг. 396.

¹ National Advisory Committee for Aeronautics.

Как уже указывалось, из нагнетателей ротативного типа для авиамоторов в основном применяются нагнетатели типа Рут, прочие же схемы до сих пор вовсе не применялись.

Применение нагнетателей, выполненных по схеме Целлер (или Козетт, отличающаяся от схемы Целлер наличием между лопатками и стенками корпуса, вращающегося вместе с лопатками кольцевого цилиндра, который, с одной стороны, уменьшает износ, а с другой — является распределительным органом) в авиации не имело места еще и в связи с тем, что



Фиг. 397.

отношение давлений в них, при отсутствии каких-либо специальных устройств (таковые до последнего времени отсутствовали), является величиной постоянной, зависящей от положения кромки выпуска. В этих нагнетателях потребляемая мощность зависит от указанного выше отношения давлений и является, следовательно, также почти постоянной величиной (зависит в основном от числа оборотов нагнетателя и противодействия в сети). Это, как известно, неэкономно для высотных двигателей.

Изменение отношения давления, а, следовательно, и величины забираемой нагнетателем мощности может быть достигнуто изменением отношения между объемами камеры, в которой происходит сжатие в момент всасывания и начала нагнетания

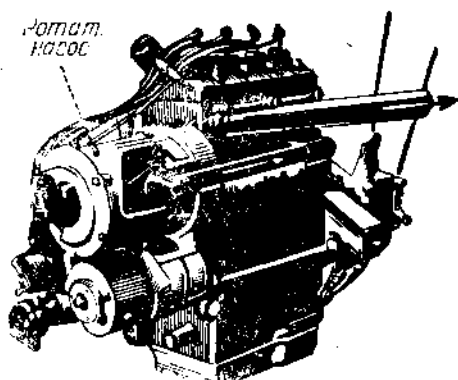
(отношение $\frac{F_{нач}}{F_{кон}}$):

Это возможно при перемещении кромки, определяющей конец сжатия. Смещая эту кромку вниз, можно добиться меньшего соотношения

$\frac{F_{нач}}{F_{кон}}$, чем было ранее и, следовательно, уменьшения отношения давления.

При неизменном числе оборотов следствием этого является уменьшение забираемой нагнетателем мощности. Нужно при этом отметить, что давление в нагнетательном патрубке установится независимо от давления конца сжатия, в результате количественного соотношения подаваемого нагнетателем и засасываемого двигателем воздуха.

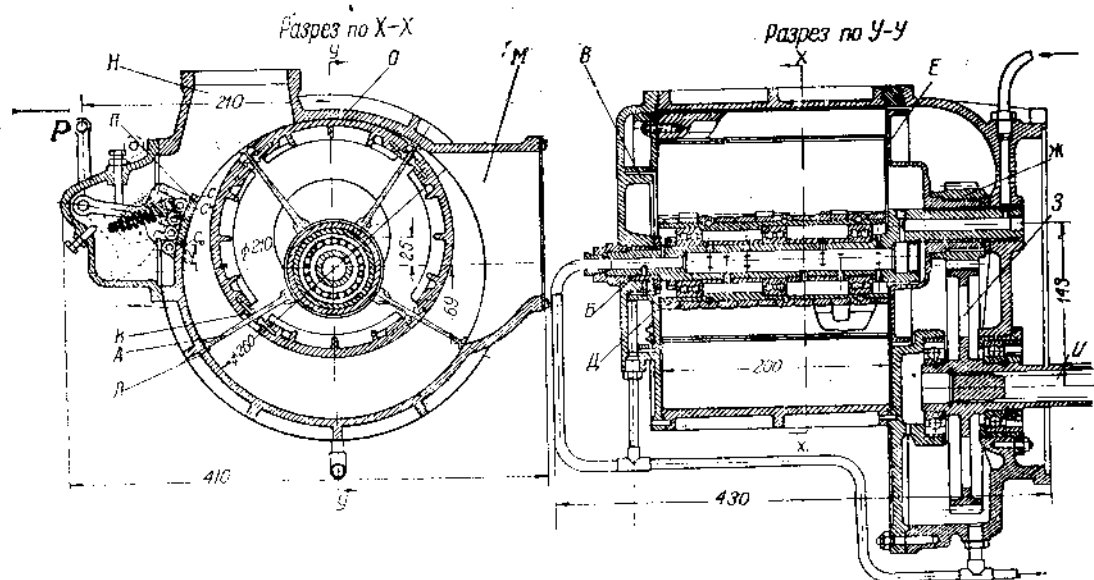
Осуществление такого передвижения кромки выпуска в нагнетателях, выполняемых по схеме Целлера со свободными лопатками, может быть затруднено тем, что прижимающаяся к стенкам цилиндра лопатка будет иметь увеличенный износ при прохождении мимо стыков (место, где имеется передвижная кромка), как следствие негладкой поверхности цилиндра в этом месте, и работа нагнетателя может быть беспокойной. Этот



Фиг. 398.

дефект, возможно, может быть устранен путем соответствующих конструктивных и технических мероприятий. Однако, нужно считать, что сумма затруднений, встречающихся при создании авиационных нагнетателей по схеме, прилегающей к группе с поступательно-свободно движущимися и одновременно вращающимися лопатками, не позволяет рассчитывать на возможность внедрения подобных нагнетателей в эксплуатацию, во всяком случае в отношении данной схемы это труднее, чем в отношении других схем ротативных насосов не типа Рут, — например Пауэрплюс.

На фиг. 399 показан нагнетатель Пауэрплюс, в котором имеется возможность менять в процессе работы степень сжатия. Рассмотрим устройство этого нагнетателя.



Фиг. 399.

Нагнетатель имеет четыре лопатки *А*, приводимые во вращение ротором, эксцентрично расположенным внутри цилиндра нагнетателя. Лопатки вращаются внутри ротора вокруг оси *Б*. Ротор вращается вокруг эксцентрика *В*, представляющего собой часть крышки нагнетателя и являющегося левым подшипником ротора. Правый подшипник ротора опирается на ось *Б*, установленную неподвижно. Ротор, как видно из поперечного разреза, состоит из четырех сегментов *Г*, скрепленных в одно целое при посредстве торцевых дисков *Д* и *Е*. Диск *Е* связан с шестеренкой *Ж*, приводящей во вращение ротор при посредстве шестеренки *З*, в свою очередь приводимой во вращение от двигателя через гибкий валик *И*. Уплотнение лопаток относительно ротора достигается применением специальных уплотнительных сухарей *К*, прижимаемых все время к лопаткам пружинами, заложенными в сегментах ротора. Лопатки на концах имеют наделки *Л*, несущие в себе лабиринты, уменьшающие утечки сжатого воздуха (уплотнение одной камеры относительно другой). Уплотнение между всасывающим патрубком *М* и нагнетательным *Н* достигается при посредстве лабиринта *О*. Изменение отношения давления (перемещение кромки конца сжатия) осуществляется механизмом, показанным слева на поперечном разрезе. По мере поворачивания рычага *Р* пластинки *л* поворачиваются так, что кромка *С* переходит в положение *С'*, чем достигается уменьшение отношения давления.

Выясним значение переменной степени сжатия, имеющейся в данном нагнетателе.

Допустим, что введение каждой новой пластинки Π вызывает перемещение кромки C вверх на некоторую величину, дающую определенное приращение угла. При диаметре цилиндра в 280 мм и расположении кромки C под углом $\sim 282^\circ 35'$ от начального вертикального положения лопатки примем, что каждая пластинка увеличивает этот угол на 5° (этому соответствует при указанном диаметре толщина пластинки около 10 мм).

Так как отношение давлений определяется по формуле:

$$\left(\frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}} \right)^{\frac{1}{m}} = \frac{F_{\text{нач}}}{F_{\text{кон}}},$$

где $F_{\text{нач}}$ — площадь для наибольшего раствора лопаток при их симметричном расположении относительно вертикальной оси; эта площадь определяет количество засасываемого воздуха, ибо объем камеры, образованной лопатками, стенками ротора и стенками цилиндра в этот момент наибольший, причем только что перекрылась кромка всасывающего канала; в данном случае она равна 99,7 см² (определено планиметрированием);

$P_{\text{нач}}$ — давление в камере с площадью $F_{\text{нач}}$ (в начале сжатия);

$F_{\text{кон}}$ — площадь между теми лопатками, которые ограничивают $F_{\text{нач}}$ в момент конца сжатия (т. е. когда одна из лопаток подошла к кромке выпуска C);

$P_{\text{кон}}$ — давление в камере при площади между лопатками $F_{\text{кон}}$, т. е. в конце сжатия.

Площадь $F_{\text{кон}}$ может быть определена планиметрированием или вычислена аналитически по специальной формуле. Мы воспользуемся данными планиметрирования.

С целью определения для различных углов поворота ротора γ , по мере введения пластинок Π площади $F_{\text{кон}}$ и давления $P_{\text{кон}}$, принимая $P_{\text{нач}} = 1,0$ ат (т. е. получаем степень увеличения отношения давлений с введением пластинок Π) произведем соответствующие подсчеты. Все данные сведены в таблицу XLII. Показатель m здесь принят равным 1,55; при этом мы прибегаем к толщине лопаток. Это, а также и то, что величина показателя может отличаться от истинной величины его, особой роли не играет, поскольку подсчет сравнительный.

Таблица XLII

Угол поворота ротора	39°20'	41°20'	49°20'	54°20'	59°20'
Площадь в конце сжатия $F_{\text{кон}}$ (см ²)	81,4	80,5	74,5	70,4	64,9
Отношение начального и конечного давлений $\varepsilon = \frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}} = \frac{P_{\text{кон}}}{1,0}$	1,3	1,395	1,574	1,722	1,954
Примерная потребляемая нагнетателем мощность N , на 1 л/с воздуха (л. с.)	72,27	93,1	128,2	159	196

Из приведенной таблицы мы видим, какое огромное влияние могут оказывать сменные пластинки, меняя степень сжатия, а, следовательно и мощность, начиная от минимальной мощности, равной затрате энергии только на прокручивание ротора и прогонку воздуха через машину (понятно при наличии регулировки, например, перепуском или каким-либо иным способом ибо иначе будет иметь место сжатие воздуха до более высокого давления в нагнетательном трубопроводе, вместо камеры нагнетателя), и до максимальной мощности, при развитии полной степени сжатия на расчетной высоте. Чем выше степень сжатия, развиваемая номинально данным нагнетателем, тем более эффективное действие оказывает рассматриваемое регулирующее устройство.

Свойство забирать меньшую мощность на земле присуще и нагнетателю типа Рут (при наличии регулировки перепуском или выпуском). Это обстоятельство представляет, как известно, особенно большой интерес с точки зрения создания двигателя, дающего примерно постоянную мощность на земле и на высоте, и достижения большой выстности без значительного уменьшения мощности у земли. Это свойство, которое делает особенно заманчивой задачу создания нагнетателя типа Рут, присуще, как следует из вышесказанного, и нагнетателю типа Пауэрплюс (принципиально оно присуще всем объемным нагнетателям). При этом возможность конструктивного осуществления перемены степени сжатия нагнетателя в полете, в типе Пауэрплюс осуществима легче, чем в иных объемных лопаточных нагнетателях. Учитывая сказанное выше о меньших напряжениях в лопатках нагнетателя типа Пауэрплюс и указанное свойство его легче допустить изменение отношения давлений в полете, следует считать нагнетатель этого типа наиболее пригодным из числа объемных лопаточных для наддува авиационных моторов и в ряде отношений равноценным нагнетателю типа Рут.

Для выяснения соотношения между этими двумя типами нагнетателей нужно остановиться на недостатках и достоинствах того и другого.

Прежде всего отметим некоторые недостатки, присущие конструкции нагнетателя Пауэрплюс.

1. Напряжения в лопатках, хотя и значительно меньше таковых в других лопаточных нагнетателях объемного типа, все же очень высоки (так, в нагнетателе, показанном на фиг. 399, напряжение в лопатках достигает величины порядка 3000 кг/см^2 (правда, при подсчете, выполненном при невыгодных, допущенных несколько преувеличенными напряжениях)).

2. Ввиду того, что все лопатки вращаются вокруг оси, расположенной в центре цилиндра, там получается очень напряженный подшипник, требующий интенсивной подачи масла, для отвода возникающего тепла. Масло должно попасть между осью и втулками лопаток, но последние поворачиваются одна относительно другой. Следовательно, между ними имеется зазор, при котором масло может просачиваться и попадать внутрь ротора. Через сухари, неплотности и пр. масло отсюда попадает в камеру, где идет засасывание воздуха (или смеси), и дальше, после сжатия, попадает с последним в двигатель, где и сгорает. Это неблагоприятно отражается на работе двигателя, и поэтому требуется применение всех возможных мероприятий для устранения угона масла. Совершенно ясно, что из соображений надежности работы машины уменьшение количества масла, охлаждающего подшипники, недопустимо; следовательно, остается идти по пути конструктивного оформления этого узла, препятствующего вытеканию масла, что пока является еще задачей в окончательном виде нерешенной. Ряд мер в этом отношении (постановка шариковых подшипников; установка одной общей втулки, поддерживающей ось, относительно которой прочие втулки только качаются, а не вращаются и др.), хотя и улучшают положение—решающего успеха все же пока не дали. В разрешении этого, очевидно, заключается наиболее остро стоящая часть задачи создания подобного, нагнетателя. Можно было бы отметить еще ряд более мелких дефектов, как сложность пригонки сухарей или шарниров и др., но мы ограничимся двумя вышеописанными, считая их основными.

Переходя к нагнетателю типа Рут, нужно считать основными его дефектами сравнительно с Пауэрплюсом следующие:

1. Вес его несколько больше веса нагнетателя Пауэрплюс за счет наличия двух довольно массивных роторов.

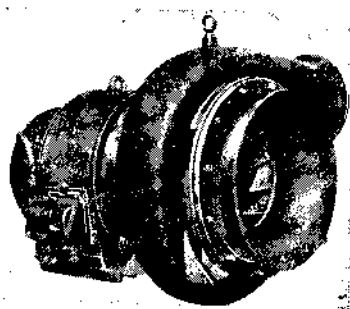
2. При изготовлении подобных нагнетателей встречаются значительные трудности в части обработки роторов соответствующего профиля, устранения перекосов, деформаций и пр., влекущих за собой задиры.

Эти обстоятельства хорошо известны всем, работавшим когда-либо над вопросом создания нагнетателя типа Рут. Нагнетатель Пауэрплюс в смысле изготовления представляет, несомненно, меньшие трудности.

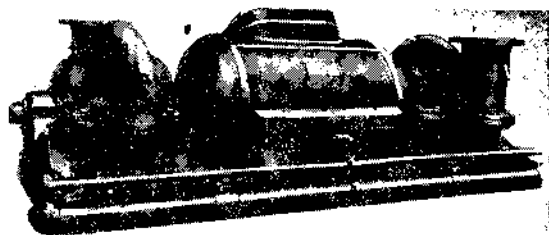
3. Нагнетатель Рут забирает несколько большую мощность, чем Пауэрплюс.

3. Центробежные наддувочные насосы

Из числа наддувочных центробежных насосов особенно широко развилось применение таковых для наддува авиамоторов, т.е. авиационных нагнетателей, имеющих целью удерживать постоянной мощность двигателя при подъеме последнего на высоту. Очень широкое распространение получили центробежные нагнетатели различных систем, приводимые от самого авиомотора. Много работ проведено также в области наддува так называемыми турбокомпрессорами — центробежными насосами с приводом газовой турбиной, работающей от выхлопных газов двигателя. Ниже мы несколько подробнее остановимся на вопросе о типах и приводе авиационных нагнетателей, сейчас же кратко опишем центробежные насосы для наддува высотных двигателей.



Фиг. 400.



Фиг. 401.

В отношении конструкции центробежные наддувочные насосы, по существу, ничем, кроме производительности и давления, не отличаются от продувочных центробежных насосов. На фиг. 400 показан центробежный наддувочный насос для судового дизеля мощностью в 2000 л. с., а аналогичный двоянный насос для двигателя мощностью в 4000 л. с. (5200 с наддувом) — на фиг. 401.

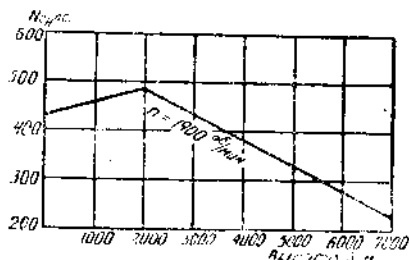
Переходим к насосам для высотных двигателей.

Сжатие воздуха перед его подачей в цилиндр до давления, равного хотя бы земному атмосферному (или даже выше), может быть осуществлено таким путем, что от двигателя приводится в движение насос нагнетатель какой-либо из существующих систем либо при посредстве шестерен, либо от выхлопных газов двигателя.

В первом случае, как уже указывалось, привод нагнетателя требует затраты мощности даже в том случае, когда наддув не нужен, если только насос не сделан выключающимся (т.е. можно по желанию прекратить его работу) или с системой регулировки, уменьшающей по желанию мощность, забираемую насосом, пропорционально уменьшению потребной производительности. (Это, как уже указывалось, не относится к насосу типа Рут, в котором воздух в насосе не сжимается и избыток его может быть выпущен наружу из нагнетательного трубопровода, причем, поскольку нет повышения давления, затрата энергии на перемещение этого воздуха внутри насоса невелика). При введении специальных устройств то же может быть осуществлено в других объемных нагнетателях, например, типа Пауэрплюс. В центробежном нагнетателе с приводом от обслуживаемого двигателя (так называемом центробежном приводном нагнетателе, сокращенно — ЦПН) мощность, забираемая насосом, почти

постоянна. Это влияет на характеристику двигателя. Последние для различных типов приводов имеют вид, показанный на фиг. от 402 и далее.

На фиг. 402 дана высотная характеристика мотора с приводным центробежным нагнетателем. Как видим, мощность мотора



Фиг. 402.

до достижения расчетной высоты постепенно возрастает, так как на земле двигатель дросселируется, а нагнетатель забирает полную мощность. На расчетной высоте двигатель развивает полную мощность. После расчетной высоты H_k двигатель ведет себя как невысотный. С подъемом нагнетатель начинает подавать воздух в двигатель по всей полной расчетной производительности, и мощность последнего растет до достижения критической высоты.

Формулы для подсчета мощности, развиваемой высотным мотором,¹ таковы.

Для случая, когда карбюратор стоит между нагнетателем и двигателем (см. схему на фиг. 403), с учетом понижения противодавления выхлопа, получим формулу:

$$N_{en} = N_{io} \left[\frac{p_k}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_k}} \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_p}{p_k}}}{\varepsilon - 1} + 0,75 \frac{p_k - p_p}{p_{io}} \right] - N_c - N_r \quad (235)$$

и для случая, когда карбюратор стоит перед нагнетателем, с учетом противодавления (см. схему на фиг. 404), получим:

$$N_{en} = N_{io} \left[\frac{p_k}{p_o + \Delta p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_k}} \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_p}{p_k}}}{\varepsilon - 1} + 0,75 \frac{p_k - p_p}{p_{io}} \right] - N_c - N_r \quad (236)$$

Здесь коэффициент

$$\frac{p_k}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_k}} \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_p}{p_k}}}{\varepsilon - 1}$$

учитывает изменение индикаторной мощности двигателя от изменения давлений и температур.

$$\text{Член } 0,75 \frac{p_k - p_p}{p_{io}} = 0,75 \frac{\Delta p}{p_{io}}$$

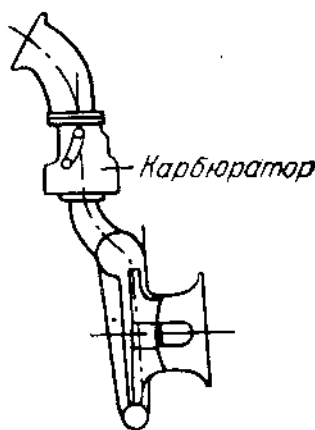
учитывает увеличение мощности вследствие падения насосных потерь, причем коэффициент 0,75 введен для компенсации потерь от уменьшения давления выхлопа.

Здесь:

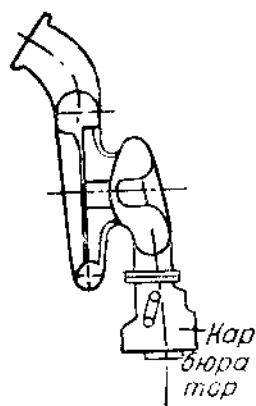
N_c — мощность, потребляемая нагнетателем;

N_r — мощность, затрачиваемая на трение и насосные потери, равная $N_{io}(1 - \eta_m)$;

p_k — давление на всасывании мотора;



Фиг. 403.



Фиг. 404.

¹ Дмитриевский, Высотные характеристики авиационных двигателей с нагнетателями; Авиационные двигатели, книга 1, изд. Госавиоавтоиздат, 1932 г., стр. 125 и далее.

P_0 — давление на земле;

T_k — температура на всасывание;

T_0 — температура на всасывании на земле;

ε — степень сжатия мотора;

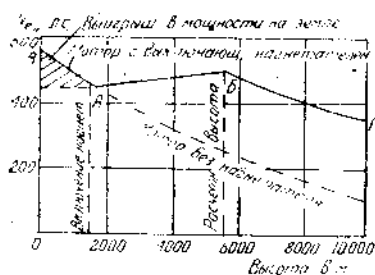
P_p — давление выхлопа;

P_{io} — среднее индикаторное давление в двигателе при работе на земле;

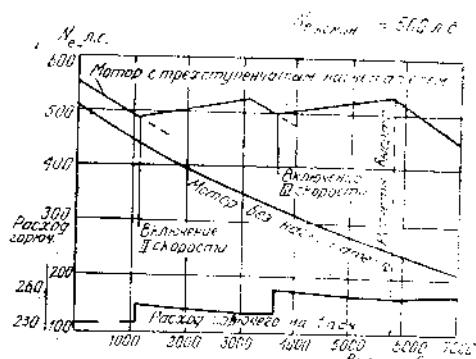
N_{io} — индикаторная мощность, развиваемая двигателем на земле в л. с.

Из формулы видно, что с уменьшением N_{io} , что имеет место на земле при дросселировании и постоянном N_c , N_{en} уменьшается. В точке на расчетной высоте мы имеем N_{io} максимальное, какое может развить двигатель, а N_e — примерно то же, что и раньше, т. е. мощность N_e в этой точке наибольшая, что и показано на фиг. 402 (необходимо еще учесть изменение N_r и насосных потерь).

Из приведенных рассуждений ясно, что высотная характеристика мотора с выключающимся нагнетателем будет иметь вид, показанный на фиг. 405, где точка А соответствует моменту включения нагнетателя, а точка Б — достижению расчетной высоты. На участках ВА и БГ мотор ведет себя как невысотный. Аналогично в случае нагнетателя с постоянными скоростями, т. е. переменном (при помощи, например, ко-



Фиг. 405.



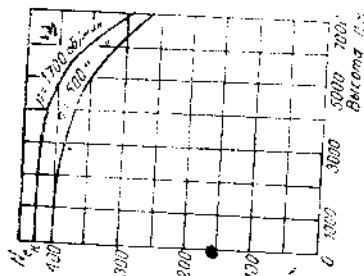
Фиг. 406.

робки скоростей или какой-либо гидравлической и т. п. муфты) числе оборотов нагнетателя при приблизительно одинаковом числе оборотов мотора (что в действительности не имеет места) характеристика мотора будет иметь вид, показанный на фиг. 406, т. е. при включении новой ступени скорости мощность возрастет до расчетной высоты для данной ступени.

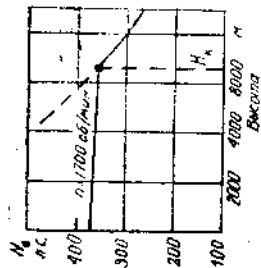
В случае, если нагнетатель не с механическим приводом, а с приводом турбинкой, работающей на отходящих газах двигателя — N_c в формулах для N_{en} равно 0 и характеристика представляет собой до критической высоты H_k почти горизонтальную линию (см. фиг. 407). Интересно для сравнения привести характеристику мотора с нагнетателем Рут, данную на фиг. 408. Как видим, с увеличением высоты полета при турбокомпрессорах мощность мотора падает менее резко, чем при приводном центробежном нагнетателе и нагнетателе типа Рут.

Рассмотрим теперь несколько принципиальных схем устройства центробежных нагнетателей. На фиг. 409 показана схема обычного центробежного приводного нагнетателя. Здесь мы имеем передачу вращения от мотора (от коренного вала его) через две пары шестерен, являющихся ускорительной передачей, к рабочему колесу нагнетателя. Если передаточное отношение здесь равно i , то в любой момент число оборотов нагнетателя будет в i раз больше числа оборотов мотора.

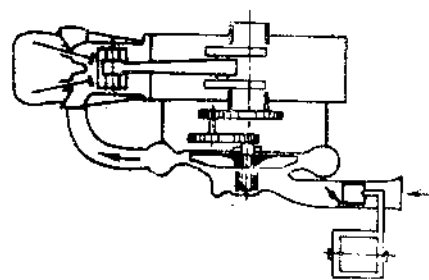
Иногда такая же схема для звездообразного мотора применяется не в качестве нагнетателя, а в качестве так называемой „мешалки“, служащей для перемешивания воздуха и паров горючего в нем с целью улучшения качества смеси. Принципиальной разницы между мешалкой и



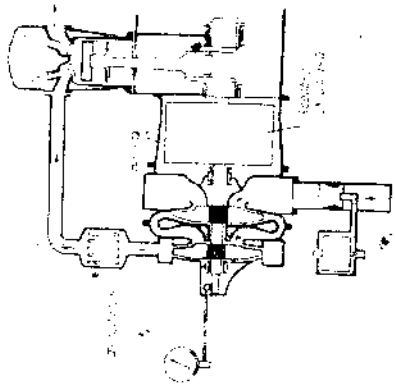
Фиг. 408.



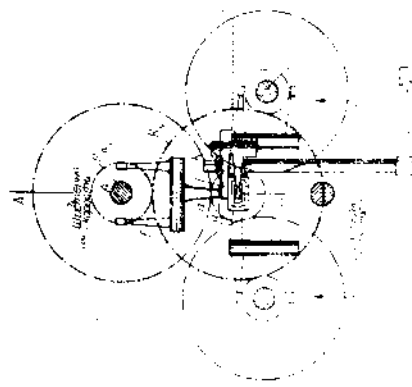
Фиг. 407.



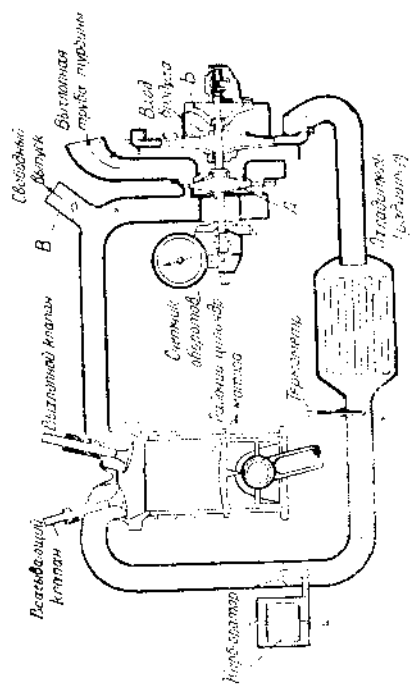
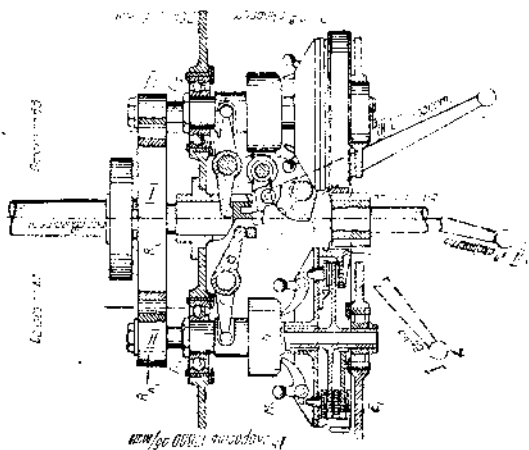
Фиг. 409.



Фиг. 410.



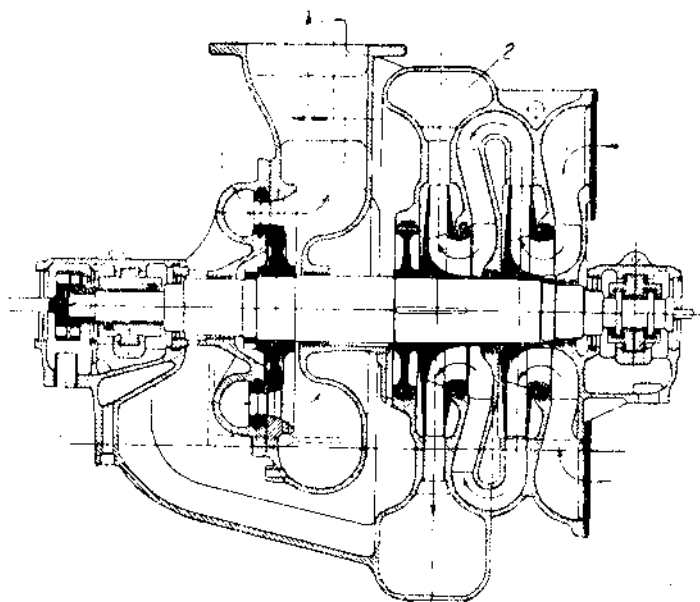
Фиг. 411.



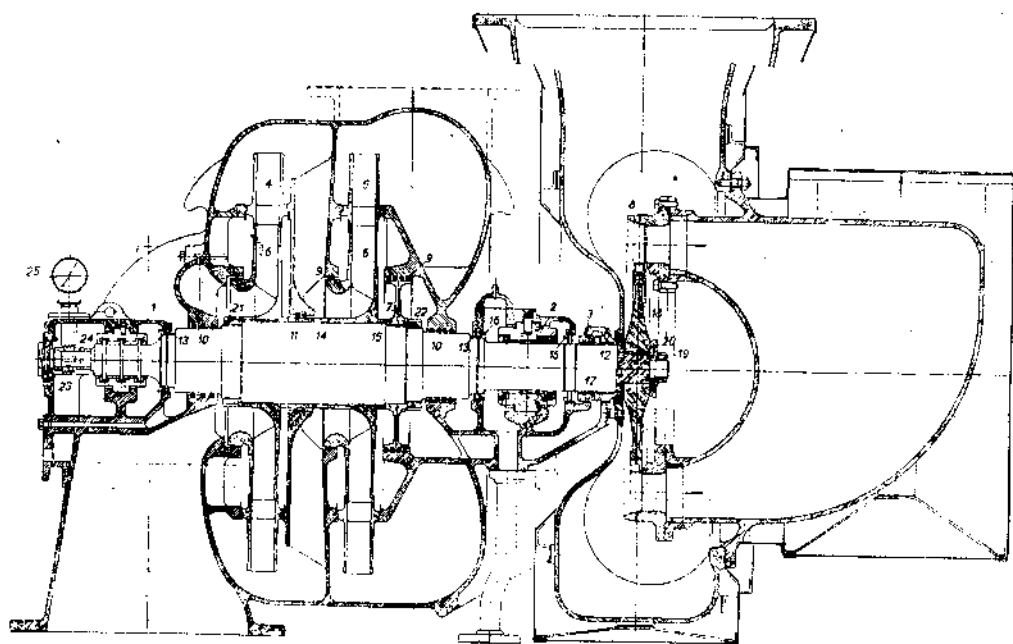
Фиг. 412.

нагнетателем нет. Мешалка (или импеллер — по распространенному на практике названию) — это нагнетатель, работающий с очень низкой степенью сжатия.

На фиг. 410 показан выключающийся многоскоростной нагнетатель с двумя рабочими колесами. Между двигателем и нагнетателем имеется



Фиг. 413.



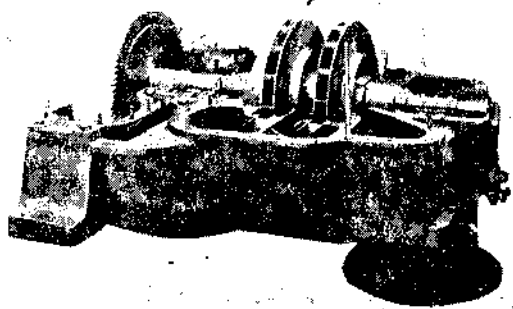
Фиг. 414.

коробка скоростей (прямоугольник — на схеме), позволяющая выключать нагнетатель и менять скорости вращения. Включение и выключение муфты производится системой рычагов с места пилота.

На фиг. 411 показана схема привода нагнетателя с двумя скоростями. Здесь выключением или включением муфт E_1 или E_2 можно заставить

работать одну или другую передачу (передачи I и II или передачи I и III), и тем соответственно менять число оборотов. Для полетов на очень больших высотах делают три и более ступеней скорости (например, в стратосферных самолетах Фармана и Юнкерса).

Существуют способы плавного изменения числа оборотов, например, применением гидравлической передаточной муфты, однако такие конструкции на настоящей стадии развития еще весьма несовершенны и применяются редко.



Фиг. 415.

На фиг. 412 схематически дан турбокомпрессор. Здесь газ, выходящий из двигателя, попадает в турбину А и, приводя ее во вращение, вращает и рабочее колесо насоса Б; при этом число оборотов колеса может регулироваться путем выпуска части выхлопных газов непосредственно в атмосферу, минуя турбину (труба с заслонкой В).

Данные одного из компрессоров — Шербонди — таковы: число оборотов — до 30 000 в мин., мак-

симальное отношение давлений — до 2, окружная скорость рабочего колеса — до 355 м/сек; температура выхлопных газов при входе в турбину — 973° абс; а при выходе — 893° абс; общий коэффициент полезного действия всего агрегата — примерно 0,363, вес — порядка 70 ÷ 80 кг.

На фиг. 413 дан разрез турбокомпрессора Броун и Бовери для судового двигателя и на фиг. 414 и 415а разрез (на фиг. 414) и внешний вид турбокомпрессора конструкции Броун-Бовери Бохи — также для судового дизеля. На фиг. 416 показан в разрезе авиационный турбокомпрессор. Основные данные некоторых существующих турбокомпрессоров приведены в таблице XLIII (по Дмитриевскому).

Таблица XLIII

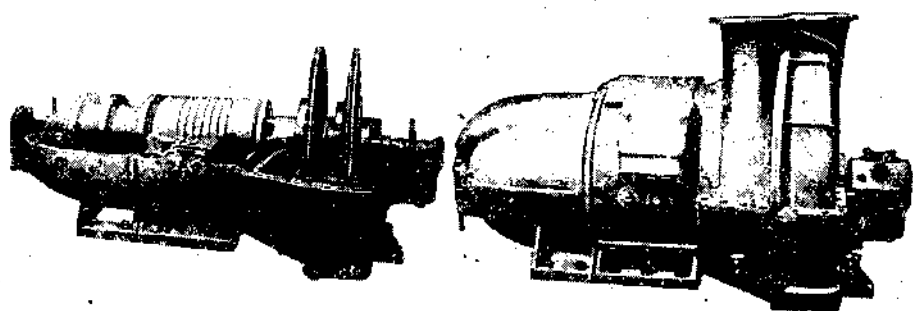
Завод	Мощность обслуживаемого мотора (л. с.)	Отношение давлений	Расчетная высота	Общий к. п. д.	Вес в (кг)	
					без трубопр.	с трубопр.
GE	420 (Либерти)	1:0,46	6000	0,3	—	75
Бристоль Рато	{ 420 (Юлитер)	—	—	—	—	63
	{ 300 (Испано)	1:0,5	5000	0,25	24	71
Рато	{ 450 (Либерти)	1:0,5	5000	—	39	76,5
	{ 5000 (судовой дизель)	1,3:1	—	0,6	8000	—

Проф. Рато, производивший специальные исследования по вопросу о применении турбокомпрессоров, считает их особо пригодными для наддува двигателей внутреннего сгорания, поскольку эти механизмы при независимом от двигателя приводе, обладают большой гибкостью и почти идеальной регулируемостью.

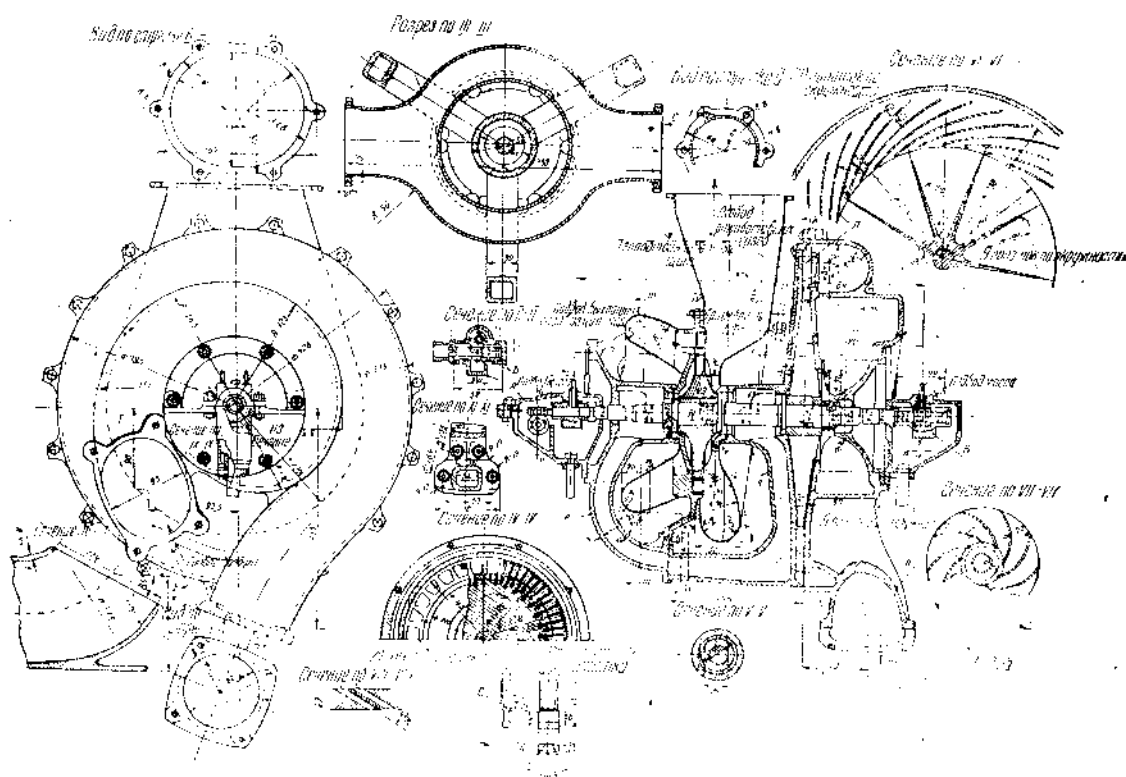
Переходим к рассмотрению центробежных авиационных нагнетателей.

На фиг. 417 и следующих за ней показан ряд конструкций нагнетателей с механическим приводом, выполненных в соответствии с приведенными ранее схемами. Некоторые данные об этих нагнетателях были даны в таблице XXVIII.

На фиг. 417 показан нагнетатель Рольс-Ройс для 12-цилиндрового V-образного мотора с водяным охлаждением, на фиг. 418 схематический разрез того же нагнетателя, а на фиг. 419 внешний вид в разобранном виде. Устройство их ясно из фигуры и приведенных схем.

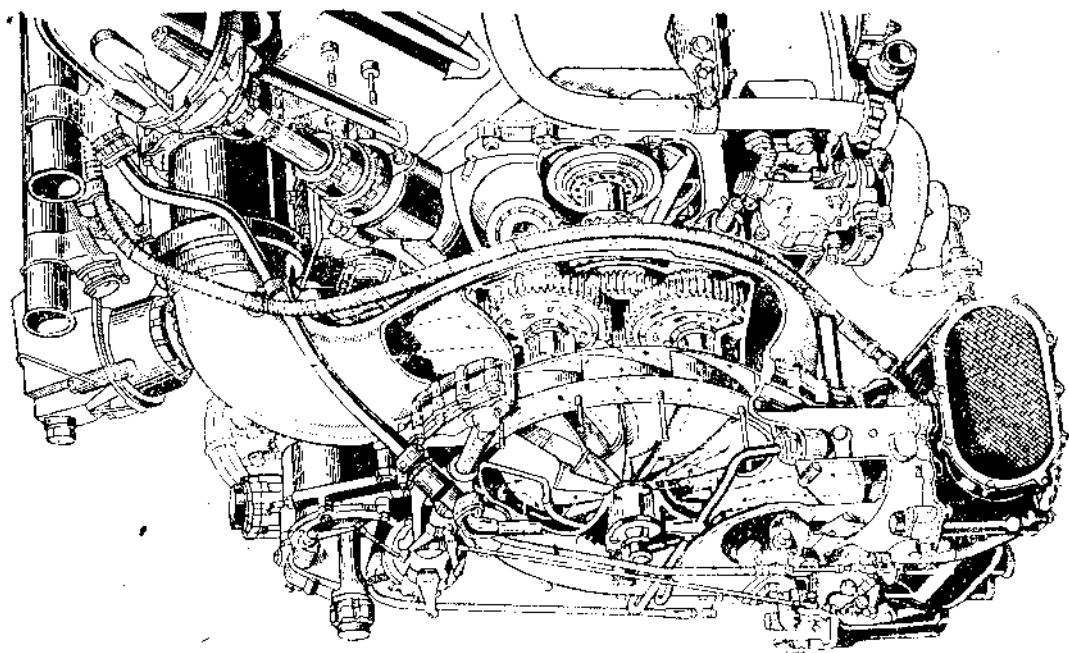


Фиг. 415а.

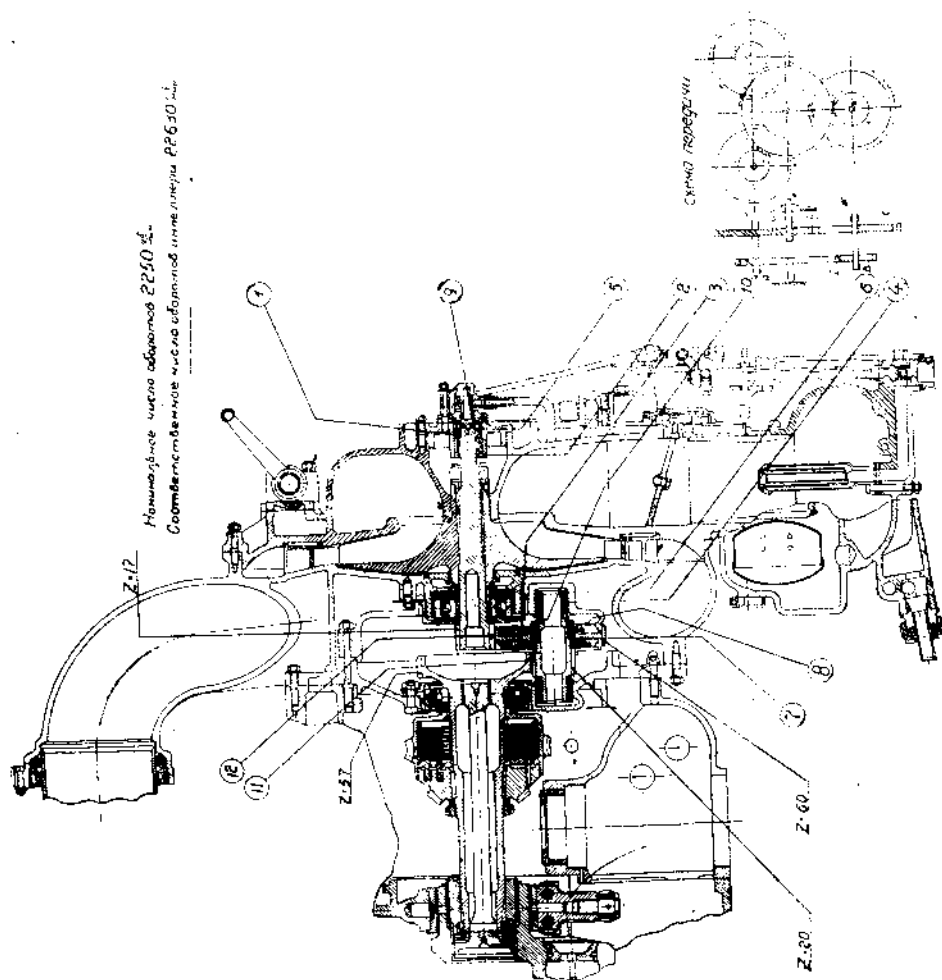


Фиг. 416.

Внешний вид нагнетателя завода Броун Бовери для рядного мотора, изготовляемого им в серийном порядке (вместе с радиатором впереди) показан на фиг. 420. Раскрытый нагнетатель завода BMW для звездообразного мотора показан на фиг. 421. На фиг. 422 дан разрез известного нагнетателя для звездообразных моторов завода Юпитер. Общий вид



Фиг. 418.



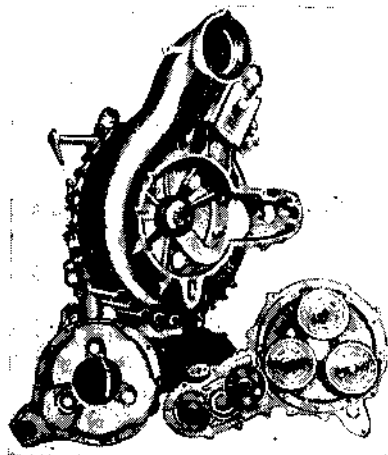
Фиг. 417.

Номинальное число оборотов 2850 $\frac{1}{\text{мин}}$.
 Соответствующее число оборотов шестерни РР630 $\frac{1}{\text{мин}}$.

СХЕМА ПЕРЕДАЧИ

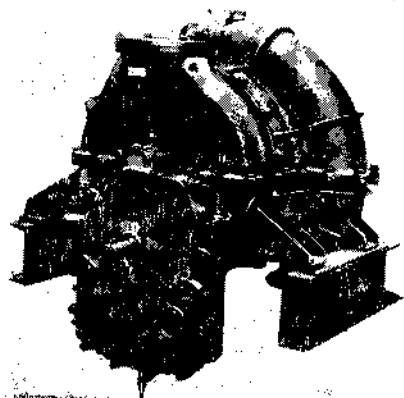
установки нагнетателя на рядном моторе водяного охлаждения показан на фиг. 423 (Рольс-Ройс), а на звездообразном моторе — на фиг. 424 (Пратт и Витней). На фиг. 425 дана схема привода нагнетателя, ясно изображающая всю систему шестеренчатых передач.

На фиг. 426 показан внешний вид установки нагнетателя на моторе Испана Сьюиза 12UBrs с двумя ветвями спирали, на фиг. 427 — разрез

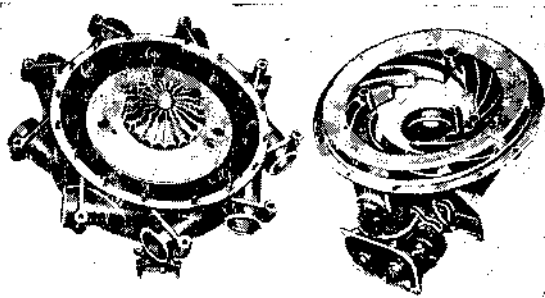


Фиг. 419.

этого нагнетателя, а на фиг. 428 — детали. В частности слева внизу показано рабочее колесо, имеющее лопатки с загнутыми входными кромками, так называемыми открывками, служащими для предотвращения ударов при входе воздуха на лопатки (вращающийся направляющий аппарат у входа). Там же видны детали эластичной передачи к нагнетателю в виде разрезанных колец. На фиг. 429 показано рабочее колесо насоса и турбины турбокомпрессора завода Рато. На фиг. 430 дан выключающийся нагне-



Фиг. 420.

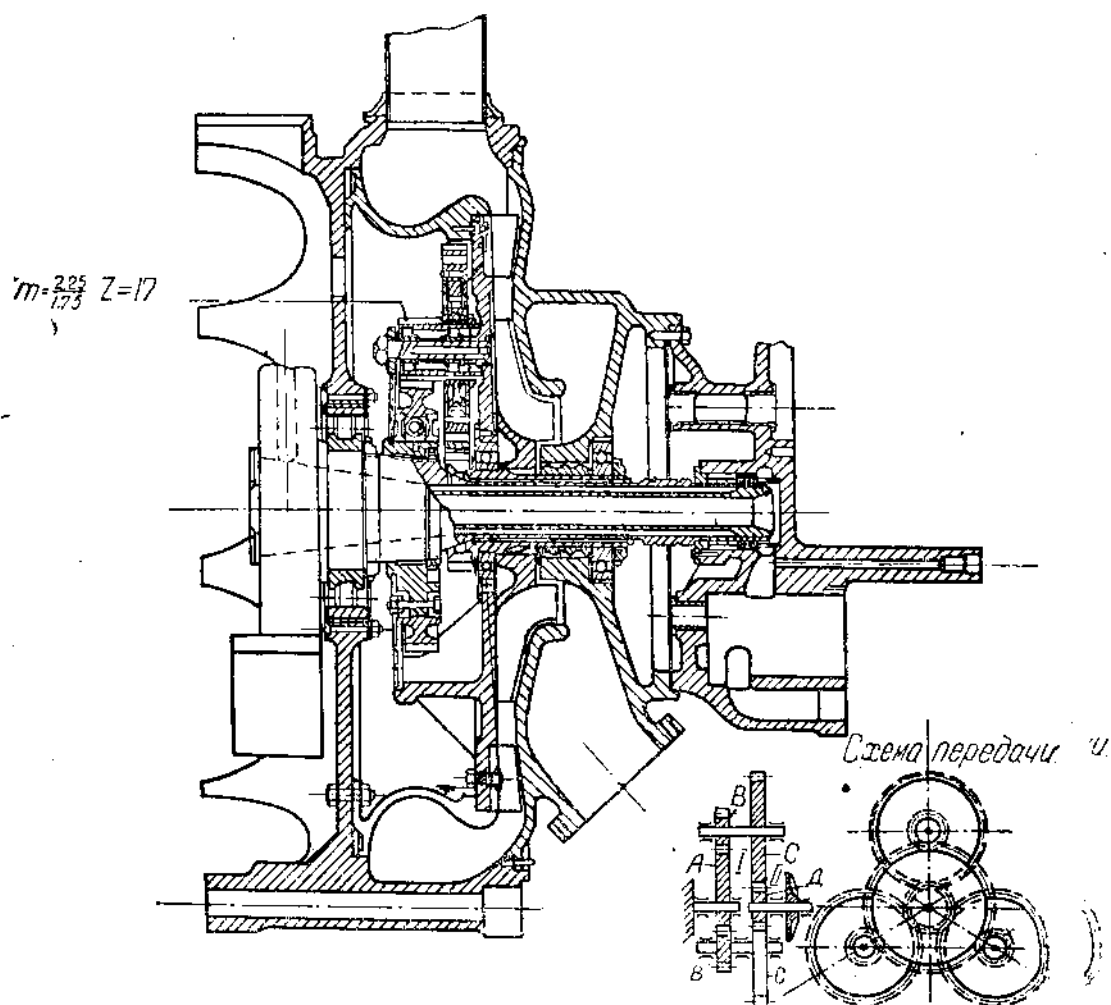


Фиг. 421.

татель завода Даймлер. Для включения и выключения нагнетателя здесь служит тормозная лента *а*. Производится это гидравлически, при помощи поршенька *б*.

Переходя к отдельным элементам конструкции центробежных нагнетателей следует обратить внимание на уплотнения между полостями, где имеется воздух и масляные пары, а также на уплотнения от утечек. Лабиинты, применяемые для этой цели, являются обязательной деталью каждого нагнетателя. Такие лабиринты показаны, например, на фиг. 431 а.

Рабочее колесо насоса делает обычно большое число оборотов; поэтому привод его должен содержать в себе эластичный элемент, который, с одной стороны, смягчал бы удар от внезапной остановки или выключения двигателя, а с другой — приводил бы постепенно во вращение крыльчатку и, наконец, воспринимал бы неравномерность вращения двигателя. Такие устройства бывают нескольких типов. Передача мощности к насосу



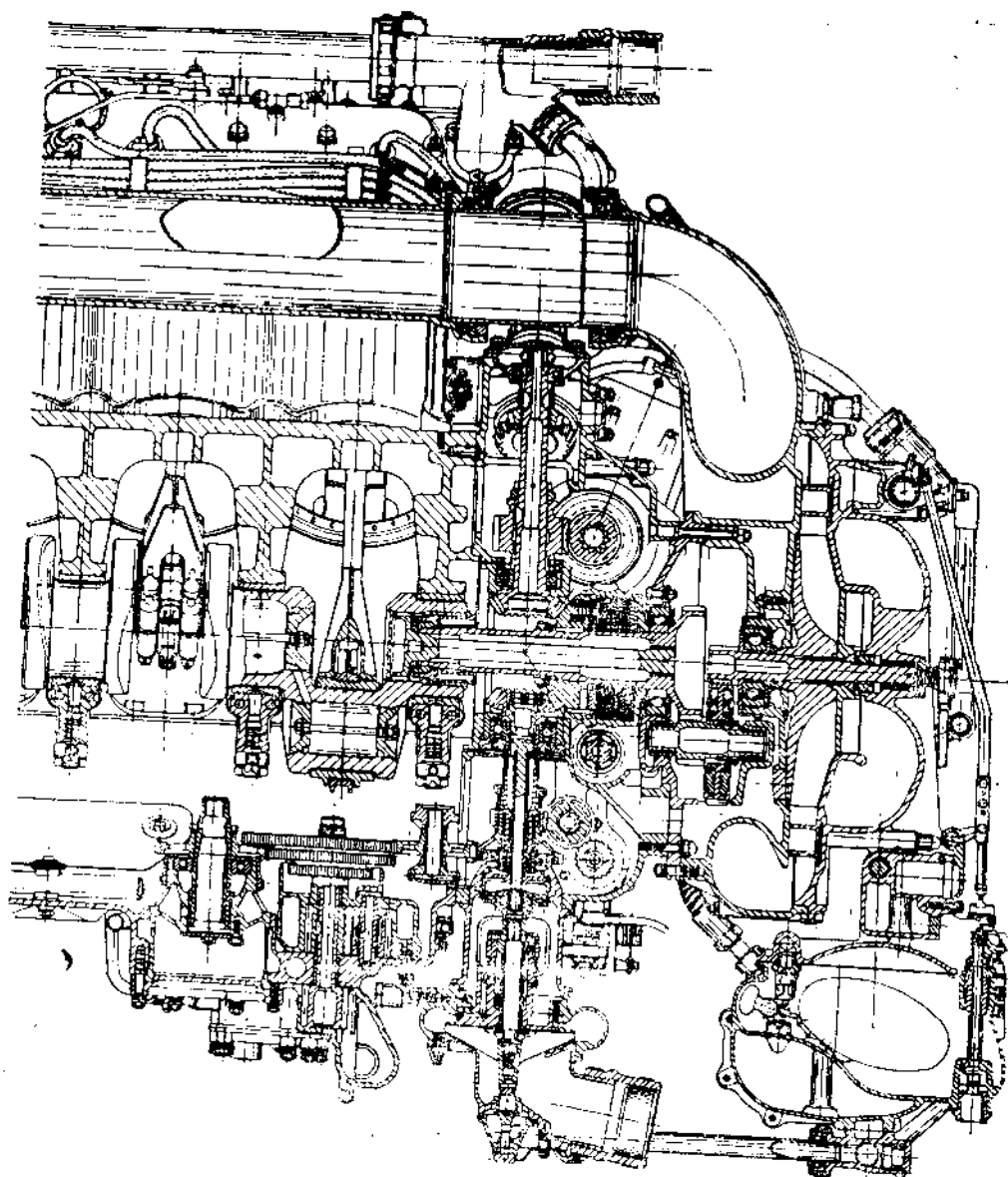
Фиг. 422.

происходит по тонкому валику, имеющему возможность скручиваться (фиг. 423). Эта конструкция принадлежит заводу Ролс-Ройс. Передача через эластичные разрезные кольца показана на фиг. 428 (Испано). Другого типа конструкция того же назначения, завода Райт (Циклон), дана на фиг. 431. Здесь передача может происходить через имеющиеся в шестернях пружины, причем через них передается крутящий момент от втулки шестерни к ее ободу. Эти устройства воспринимают крутильные колебания вала, смягчая их действие на шестерни привода (скручивание вала относительно привода может повести к поломке шестерен).

Фрикционное включение видно на фиг. 423 и на фиг. 432 (Райт), где грузы под действием центробежных сил прижимаются к ободу, связанному с одной из шестерен передачи. Эта связь, следовательно, фрикционная.

Она допускает прокручивание рабочего колеса при изменении числа оборотов или даже остановке мотора, иначе при изменении числа

оборотов мотора рабочее колесо в силу возникающих больших инерционных сил (высокое число оборотов) не успеет последовать за изменением числа оборотов мотора. Это также может повести к поломке шестерен.



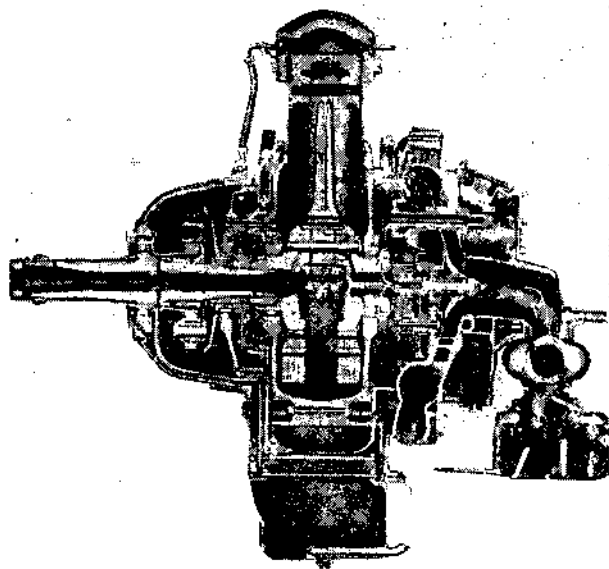
Фиг. 423.

На фиг. 423 показан двухступенчатый нагнетатель завода Фарман. Подобный нагнетатель завода Рато имеет производительность $0,4 \text{ м}^3/\text{мин.}$, число оборотов — примерно 20 000 (передаточное отношение 12,3). В обводных каналах имеются неподвижные лопатки, и при входе также неподвижные лопатки. Диаметр рабочего колеса — 260 мм. Число рабочих лопаток в первой и второй ступенях — девять. Отношение давлений всасывания и нагнетания, даваемое этим насосом, доходит до 2. Этот нагнетатель был подробно испытан Эстрихом (см. ATZ, 1933, № 16).

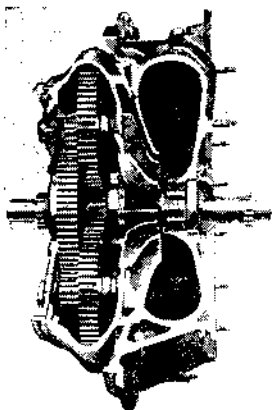
На фиг. 434 дана характеристика насоса, пригодного для наддува авиамоторов.

На фиг. 435 показан многоступенчатый нагнетатель, легко удерживаемый человеком на весу, что иллюстрирует весовые достижения в этой

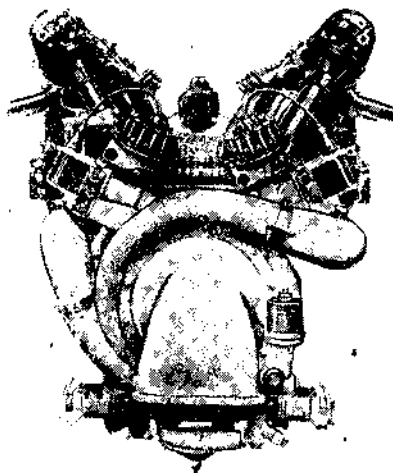
области. Нужно заметить, что в среднем вес авиационных нагнетателей на 1 м³/мин производительности при отношении давлений порядка до



Фиг. 424.



Фиг. 425.



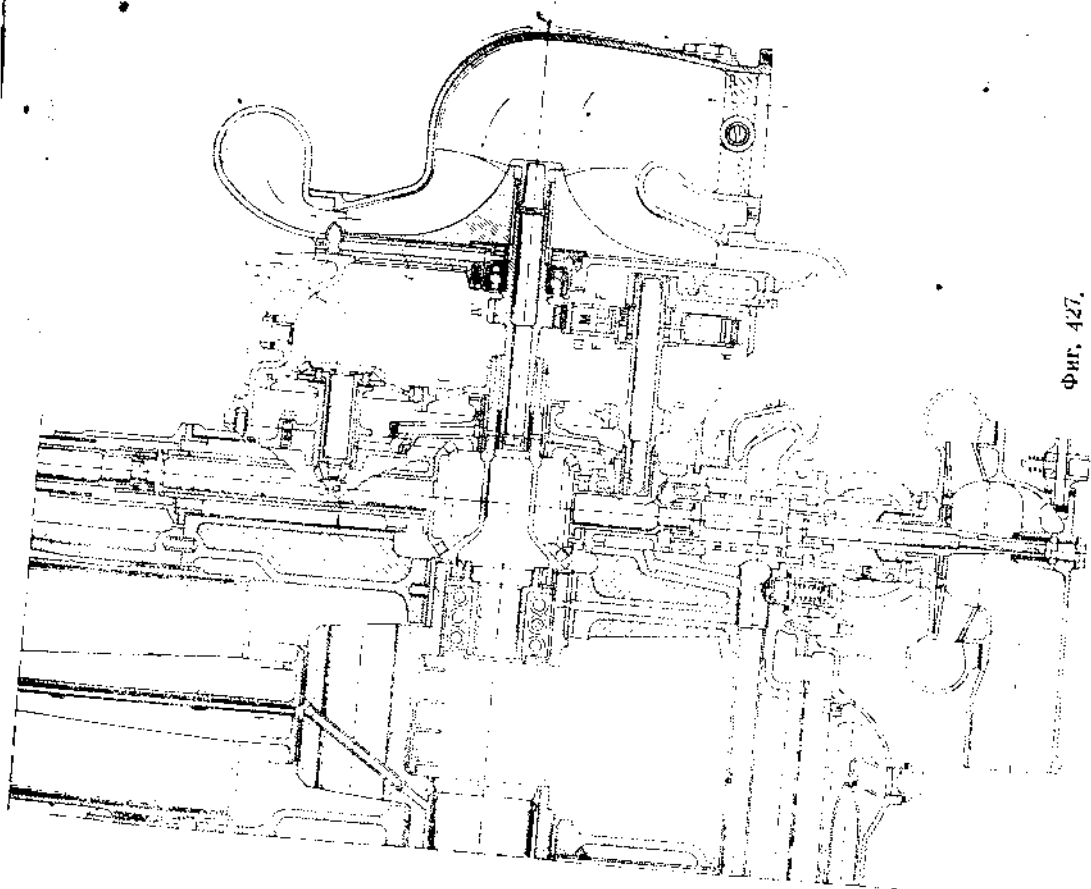
Фиг. 426.

1,8 составляет от 40 до 70 кг (40 кг для числа оборотов свыше 20 000 в минуту).

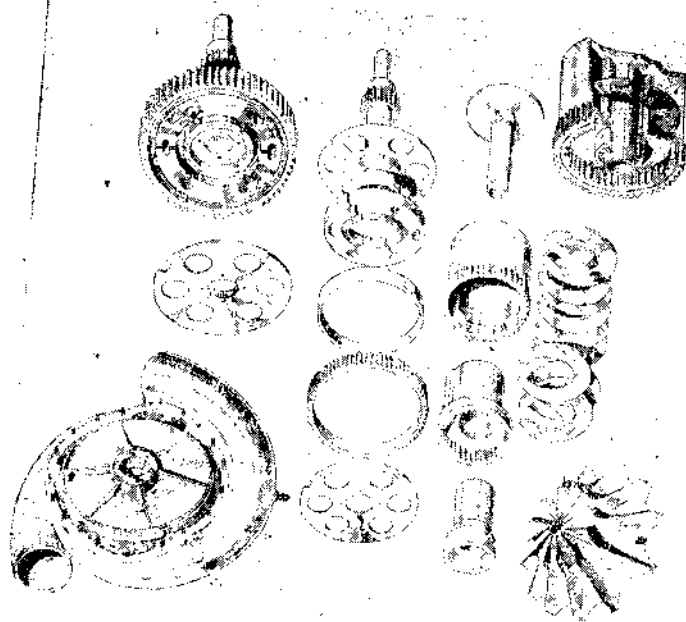
V. ГАЗОВОЗДУХОДУВКИ

Конкурентом газовоздуходувки является крупный центробежный воздушный многоступенчатый насос. Вопрос о целесообразности применения газо-воздуходувки и центробежных насосов с приводом от паровой турбины сильно дебатировался. Имеются многочисленные сторонники того и другого агрегата.¹

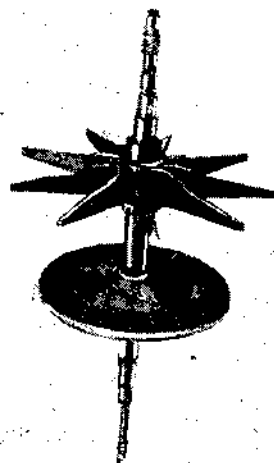
¹ См., например, Н. М. Глаголев, "Место газомоторов на металлургических заводах, труды Украинского научно-исследовательского института двигателей внутреннего сгорания", вып. VII, Энергоиздат Украины, 1932.



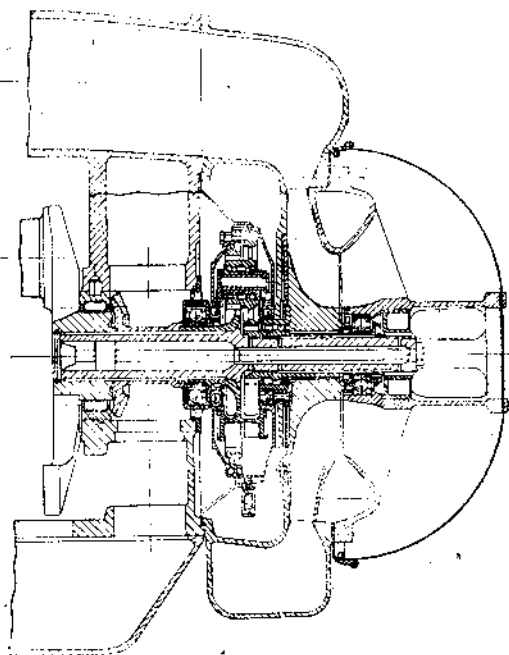
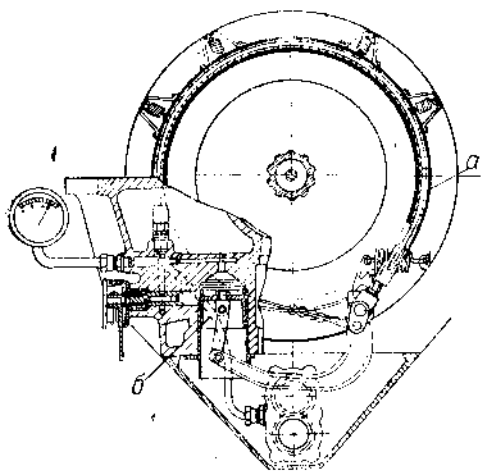
Фиг. 427.



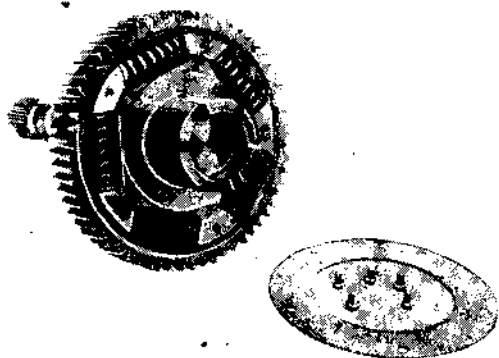
Фиг. 428.



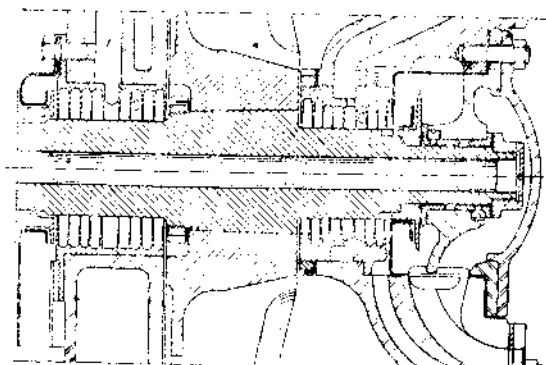
Фиг. 429.



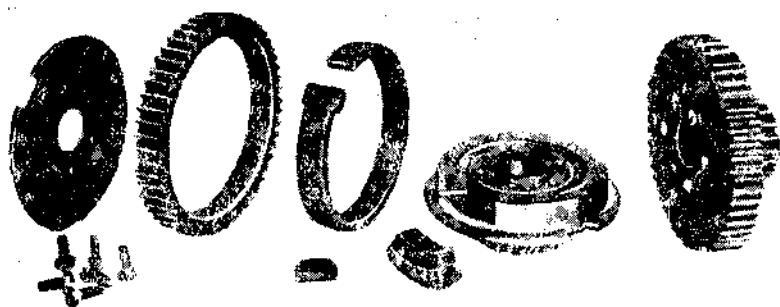
Фиг. 430.



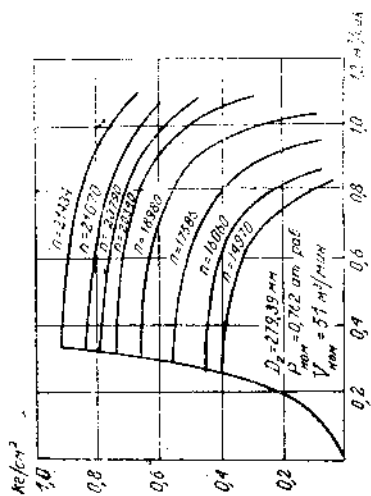
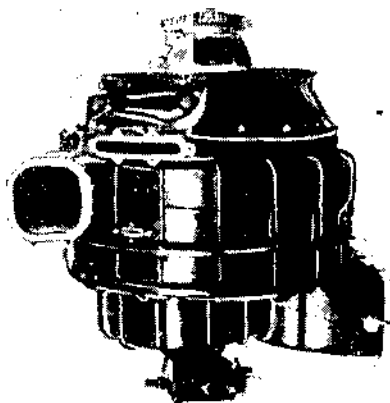
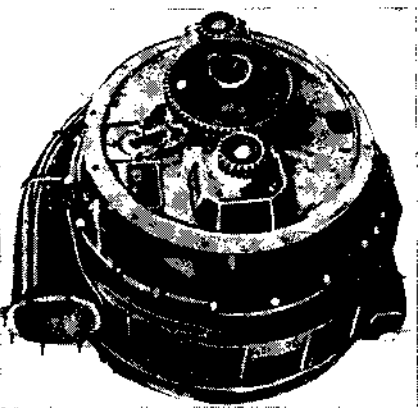
Фиг. 431.



Фиг. 431а.

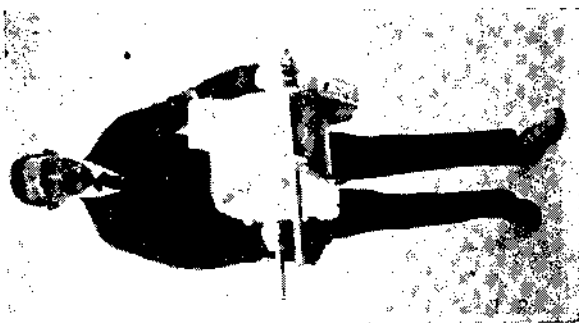


Фиг. 432.

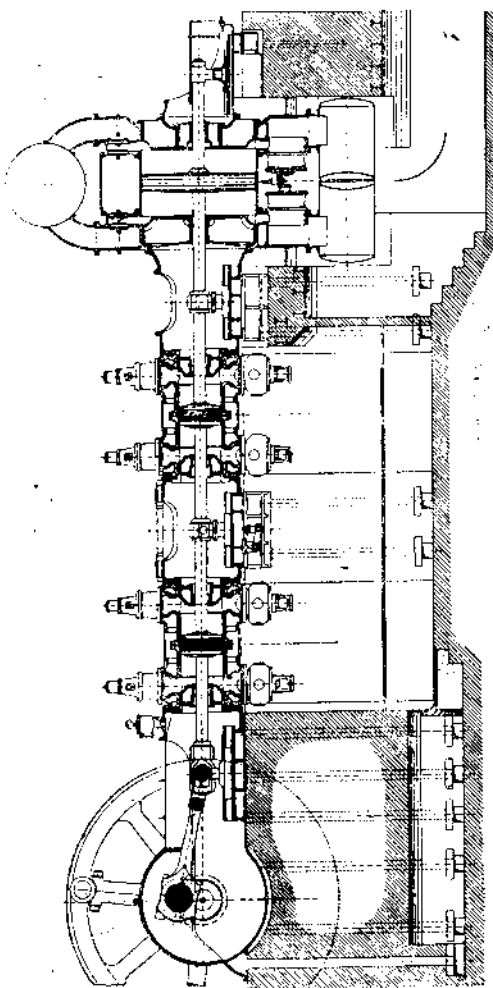


Фиг. 433.

Фиг. 434.



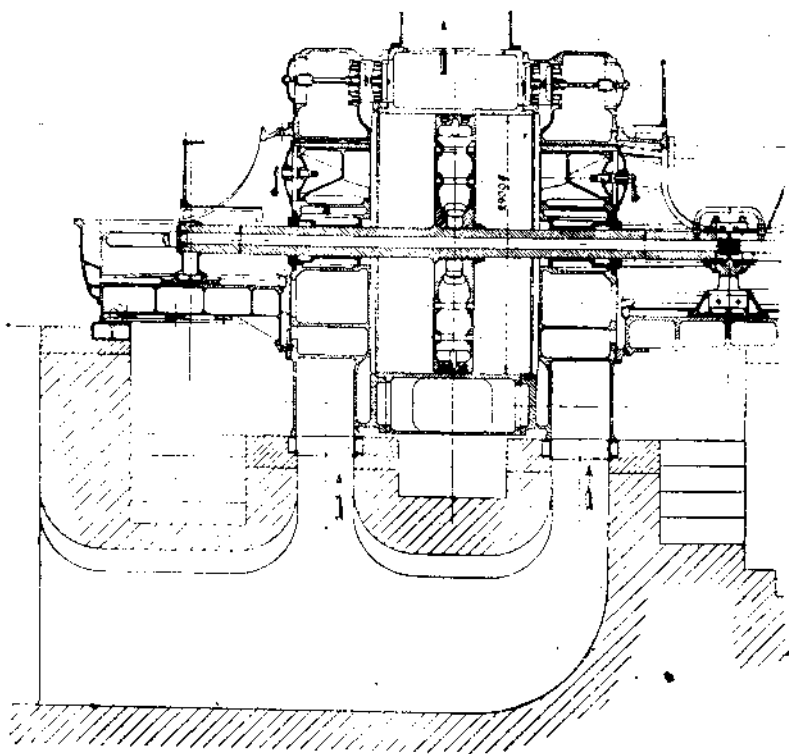
Фиг. 435.



Фиг. 436.

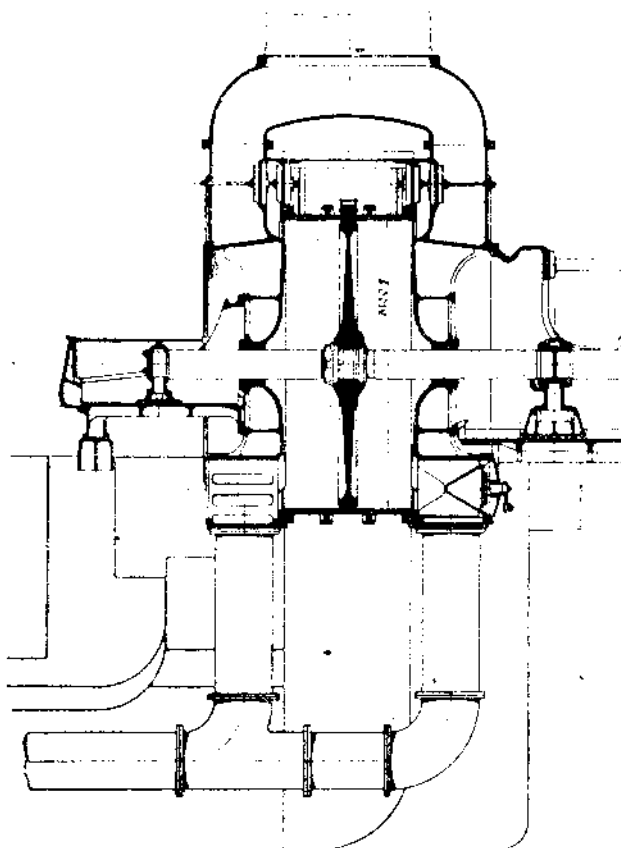


Фиг. 437.



Фиг. 438.

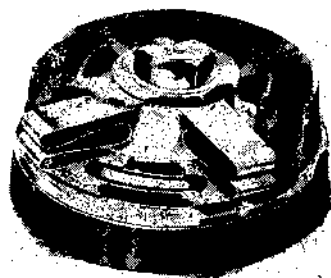
На фиг. 436 показана в разрезе газовоздуходувка завода Эргард и Земмер. Здесь два левых цилиндра являются цилиндрами газомотора, а правый — цилиндром воздушного насоса. Разрез такого насоса (продольный и поперечный) был показан на фиг. 197, из которой конструкция ясна. На фиг. 437 дан внешний вид этого агрегата.



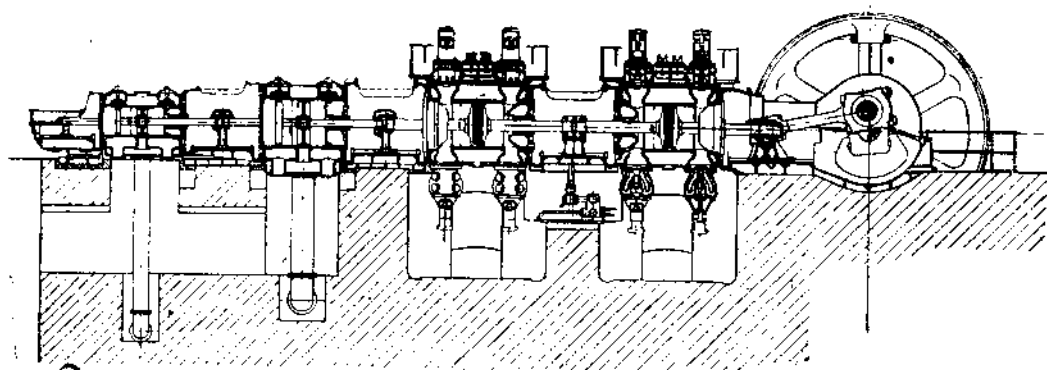
Фиг. 439.

На фиг. 438 показан продольный разрез воздушного цилиндра газовоздуходувки завода Тиссен более старой, а на фиг. 439 более новой конструкции. Последний, хотя и больше первого по размерам, но значительно компактнее его. На фиг. 440 изображен один из клапанов, применяемых в этом насосе.

На фиг. 441 дан воздушный насос высокого да-



Фиг. 440.



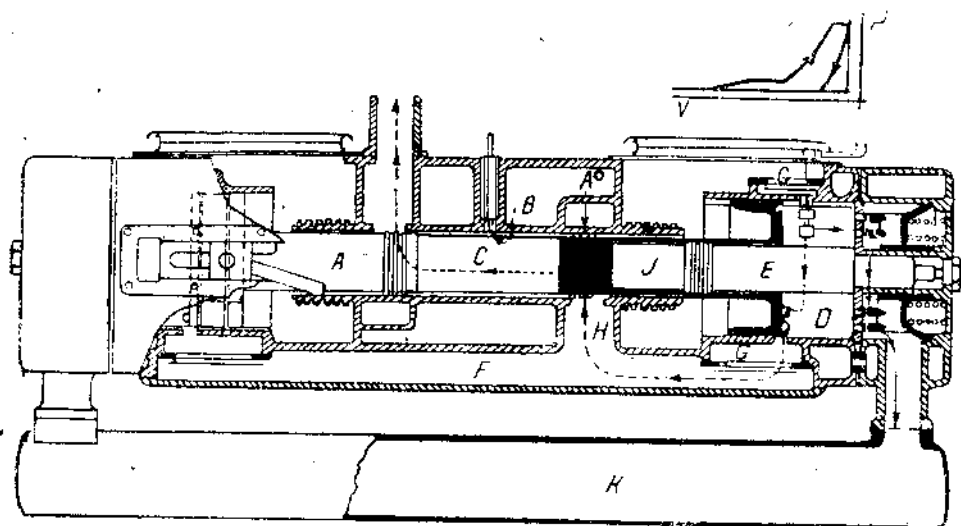
Фиг. 441.

вления с аналогичным показанному выше приводом. Здесь два цилиндра газовых и два — воздушных; насос — двухступенчатый.

Основные данные таких газовоздуходувок были приведены в главе о расчете воздушных поршневых насосов.

VI. ПРОЧИЕ ТИПЫ НАСОСОВ

Существует еще большое количество воздушных насосов различных конструкций, помимо описанных в предшествующих главах. Одним из таких является свободно-поршневой, конструкции Пескара, представляющий собой двухпоршневой двухтактный двигатель, в котором оба наружных конца поршней имеют увеличенные диаметры, и являются поршнями воздушного насоса (см. фиг. 442). Такой насос сжимает воздух до 7 ат в количестве $1,6 \text{ м}^3/\text{мин.}^1$



Фиг. 442.

Другая оригинальная конструкция вращающегося однороторного насоса была показана на фиг. 9.

Далее, существует конструкция Жанен'а, где семь цилиндров расположены на картере семцилиндрового двигателя и приводятся в движение вращающимся вместе с валом двигателя наклонным диском-тарелкой.

Имеется насос Бертена с лопатками, направленными в противоположные стороны, в котором оба диска вращаются в противоположные стороны, благодаря чему попавший между парой лопаток воздух, помимо того, что подвергается обычному ускорению, дающему нарастание кинетической энергии, еще и сжимается. Нужно сказать, что до настоящего времени такие насосы, сколько-нибудь заметного распространения не получили. Поэтому мы ограничиваемся только указанием на существование подобных конструкций, чтобы показать, что техническая мысль непрерывно ищет путей к дальнейшему усовершенствованию воздушных насосов, вообще, и для двигателей внутреннего сгорания — в частности.

¹ Детали этого насоса описаны в статье инж. Косцева, Свободно-поршневой компрессор Пескара, „Вест. инж. и техников“, 1934, № 2, стр. 83.

ИСПЫТАНИЕ ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

Испытание воздушных насосов, как и всяких других машин-орудий, может носить характер приемочный (или проверочный) или характер испытаний агрегата для полного изучения его работы, например, с научно-исследовательскими целями. Оба типа испытаний отличаются друг от друга методами, объемом работы, точностью замеров и пр. Исследования второго типа часто требуют специальной аппаратуры и во всяком случае, такой полный анализ работы насоса требует индивидуального подхода к каждой машине.

Здесь мы остановимся лишь на кратком указании основных методов измерений, применяемых при приемочных испытаниях.

I. ПОДЛЕЖАЩИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЕЛИЧИНЫ И МЕТОДЫ ИХ ИЗМЕРЕНИЯ

При испытании воздушного насоса с целью проверки его, обычно необходимо определить при данном числе оборотов производительность, давление и расходуемую мощность, а часто и коэффициент полезного действия. Первые три объекта замеряются различными методами, в зависимости от типа установки, а последний определяется подсчетом по методам, указанным в главе III.

1. Давление

При высоких давлениях они замеряются манометрами или индикаторами, а при низких — водяными манометрами (в виде U-образной трубки). В поршневых воздушных насосах для двигателей внутреннего сгорания, дающих обычно высокие давления, можно, таким образом, применять первые два способа, в прочих же насосах (центробежных и ротативных для двигателей внутреннего сгорания), дающих обычно не выше 2 ат, — водяные или ртутные манометры в виде U-образной трубки, замер давления нужно производить в нескольких точках одного сечения.

2. Мощность

Определение мощности производится в зависимости от рода привода насоса. Если насос приводится в движение электромотором, то при наличии характеристики этого мотора (кривой, дающей коэффициент полезного действия мотора при различных режимах его работы) определение мощности, забираемой насосом (т. е. мощности на валу насоса), может быть произведено путем измерения расхода электрической энергии мотором. Этот способ однако не дает индикаторной мощности, а лишь общую величину ее, включая механические потери.

Если насос поршневой, то его индикаторная мощность может быть определена путем снятия индикаторных диаграмм с каждой полости цилин-

дра и суммированием полученных при планировании диаграмм мощности. Этот способ однако дает мощность без учета затраты ее на трение в ходовых частях насоса. Он применяется при испытании газозоо-воздухоуов. Снятием диаграмм с газовых цилиндров получаем общую мощность, передаваемую насосу и расходуемую на механические потери во всем агрегате. Снятием диаграмм с воздушных цилиндров получаем мощность, затрачиваемую на сжатие воздуха, т. е. отдаваемую газомотором. Разность этих двух величин представляет сумму всех механических потерь в насосе.

Далее, испытуемый насос можно соединить с педель-динамо на каком-либо испытательном станке или поставить его на балансирный станок и таким способом определить мощность, затрачиваемую им на валу.

Наконец, возможно определить мощность путем подсчета по приведенным в своем месте формулам, измеряя давление и производительность, развиваемые насосом. Этот метод, конечно, наименее точен, так как в этом случае протекание процесса сжатия учитывается произвольно выбранным показателем.

3. Производительность (засасываемый объем или вес)

Определение производительности может быть произведено или путем наполнения какого-либо сосуда и определения времени, потребного для этой цели, и количества воздуха в сосуде, или методом измерения перепада давлений при протекании воздуха через измерительное сопло или шайбу, или (для поршневых насосов) путем определения объемного коэффициента полезного действия. Последний способ, понятно, наименее точен, так как он не учитывает все потери, имеющие место в самом насосе (утечка и пр.).

Способ нагнетания воздуха в резервуар с заранее известным объемом с замером давления, температур и времени наполнения этого резервуара представляет собой скрытое определение коэффициента подачи. Этот способ дает достаточно точные результаты, но применяется только для объемных насосов, ибо при нем возможно изменение противодействия в резервуаре (хотя этого и избегают постановкой между насосом и за-мерным резервуаром еще одного промежуточного резервуара), что плохо влияет на центробежные насосы. Определение производительности насоса, приведенной к атмосферному давлению, производится по формуле:

$$V_{мин} = V_{резерв} \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{60}{t}, \quad (237)$$

где $V_{мин}$ — производительность насоса в $м^3/мин$,

$V_{резерв}$ — объем мерного резервуара в $м^3$,

t — время наполнения резервуара в сек,

p_2 — избыточное давление воздуха в резервуаре в $кг/см^2$,

p_1 — абсолютное давление атмосферного воздуха в $кг/см^2$,

T_1 — абсолютная температура всасываемого воздуха,

T_2 — средняя температура воздуха в мерном резервуаре по абсолютной шкале.

Схема замерной установки показана на фиг. 443. Воздух входит из насоса в бак 1, где при помощи дроссельного вентиля, стоящего между баками 1 и 2, устанавливается постоянное давление, равное конечному давлению p_2 . Бак 2, являющийся мерным и имеющий объем $V_{резерв}$, от-единяют от атмосферы путем перекрытия имеющегося на нем вентиля. Одновременно засекают секундомер. Резервуар начинает наполняться воздухом, приходящим с давлением p_2 из резервуара 1. Когда давление

в резервуаре 2 достигнет величины p_2 , определяют время, затраченное на это, и среднюю температуру, имеющую место в резервуаре 2, за этот промежуток времени. После этого определяют по приведенной выше формуле производительность насоса.

Третий способ заключается в пропуске воздуха через сопло. Он основан на том, что работа истечения воздуха через сопло, считая это истечение равноценным адиабатическому расширению (что достаточно близко к истине), равна:

$$E_{ад. расш} = \frac{G}{2g} w^2,$$

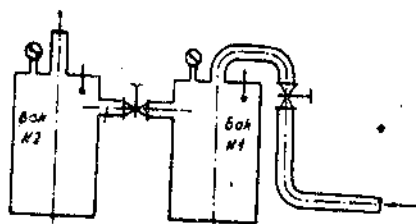
где G — вес воздуха, участвующего в процессе;
 g — ускорение свободного падения;
 w — скорость воздуха в сопле.

Так как

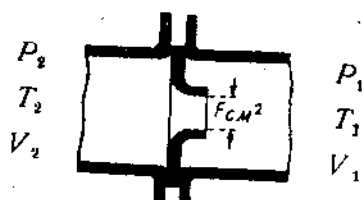
$$E_{ад. расш} = P_2 V_2 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кДж},$$

то

$$w = \sqrt{\frac{2g}{G} P_2 V_2 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$



Фиг. 443.



Фиг. 444.

Пользуясь уравнением состояния, найдем:

$$G = \frac{PV}{RT}$$

и, так как вес воздуха, участвующего в истечении, является неизменным, то

$$w = \sqrt{2gRT_2 \cdot \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек}$$

и, далее, объем, вытекающий через сопло,

$$V = Fw = F \sqrt{2gRT_2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}. \quad (238)$$

Обозначения, введенные в это выражение, показаны на фиг. 444.

В этой формуле не учтен коэффициент истечения. Вытекающее количество воздуха можно привести к состоянию за соплом, перед соплом, при давлении за соплом и температурой перед ним и т. д. Употребляющиеся в этом случае точные и приближенные формулы, являющиеся производными из выведенной выше формулы, даны в сводной таблице XLIV (по книге "Нормы испытаний вентиляторов и компрессоров", изд. Украинск. Энергет. Комит., ОНТБУ, 1932 г. стр. 58).

	Точные формулы при коэффициентах истечения $\alpha = 1$	Единицы измерения
Скорость истечения w	$w = \sqrt{2gRT_2 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$	м/сек
Вытекающее количество газа V_1 при состоянии за соплом, диафрагмой или трубой Вентури	$V_1 = F \sqrt{2gRT_2 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$	м ³ /сек м ³ /час/см ²
Вытекающее количество сжатого газа V_2 при состоянии перед соплом и пр.	$V_2 = F \sqrt{2gRT_3 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$	м ³ /сек м ³ /час/см ²
Вытекающее количество газа $V_{p_{st}}$ при давлении за и температурой перед соплом и пр. . . .	$V_{p_{st}} = F \sqrt{2gRT_2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$	м ³ /сек м ³ /час/см ²
Вытекающий вес газа G	$G = FP_1 \sqrt{2g \frac{1}{RT_2} \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$	кг/сек кг/час/см ²

$\lg 44,83 = 1,6515948$; $\lg 16,14 = 1,2078973$; $\lg 15317 = 4,1851721$; $\lg 5514 = 3,7414746$.

В этих формулах: h — перепад давлений мм водяного столба
 P — давление в кг/м²
 p — давление в кг/см².

Таблица XLIV

Точные формулы для воздуха при $R=29,27$, $k=1,4$ и $\alpha=1$	Приближенные формулы при $\alpha=1$	Приближенные формулы для воздуха при $R=29,27$ и $\alpha=1$
$w=44,83 \sqrt{T_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,286} \right]}$	$w = \sqrt{2g \frac{RT_2}{P_1 + 0,6h} h}$	$w=23,96 \sqrt{\frac{T_2}{P_1 + 0,6h} h}$
$V_1=44,83F \sqrt{T_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,286} \right]}$		
$V_1=16,14 \sqrt{T_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,286} \right]}$		
$V_2=44,83F \sqrt{T_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,429} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,714} \right]}$	$V_2=F \frac{1}{P_2} \sqrt{2gRT_2 P_1 h}$	$V_2=23,96 F \frac{1}{P_2} \sqrt{T_2 P_1 h}$
$V_2=16,14 \sqrt{T_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,429} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,714} \right]}$		$V_2=8,627 \frac{1}{P_2} \sqrt{T_2 P_1 h}$
$V_{p_0 t}=44,83F \sqrt{T_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right]}$	$V_{p_0 t}=F \sqrt{2g \frac{RT_2}{P_1} h}$	$V_{p_0 t}=23,96 F \sqrt{\frac{T_2}{P_1} h}$
$V_{p_0 t}=16,14 \sqrt{T_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right]}$		$V_{p_0 t}=8,627 \sqrt{\frac{T_2}{P_1} h}$
$G=15317F p_1 \sqrt{\frac{1}{T_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right]}$	$G=F \sqrt{2g \frac{P_1}{RT_2} h}$	$G=81,87 \sqrt{\frac{P_1}{T_2} h}$
$G=5514 p_1 \sqrt{\frac{1}{T_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right]}$		$G=29,47 \sqrt{\frac{P_1}{T_2} h}$

Ошибка при пользовании этими ф-лами при $h=100 \quad 200 \quad 300 \quad 350 \quad 400 \quad 500$ мм вод. ст.
составит % $+0,2 \quad +0,5 \quad +0,8 \quad +1,0 \quad +1,1 \quad +1,4$
Для каждых 280 мм вод. ст. ошибка составляет 0,1%.

В результате испытания центробежного насоса обычно составляется характеристика его.

Формы сопел или шайб выбираются в соответствии с существующими нормами. Такие нормы и графики к ним, облегчающие пользование шайбами и соплами, приведены Гинцом¹.

При производстве испытаний следует придерживаться этих правил, дающих весьма ценные указания по этому вопросу.

Наконец, можно еще отметить, что существует еще способ определения средней скорости в сопле или шайбе или трубопроводе путем замера перепада напора в разных точках сечения при помощи трубки Пито. Однако этот метод нельзя рекомендовать ввиду его сложности и неточности.

II. ФОРМЫ ПРОТОКОЛОВ ДЛЯ ЗАПИСИ ИСПЫТАНИЙ

В заключение приведем несколько форм протоколов для записи замеров и записи результатов испытаний (см. также протоколы испытаний в тексте).

Протокол I для испытания поршневого насоса.

Протокол I

для двухступенчатого компрессора завода Zwickauer MF

Компрессор № 20

Фабричный №

Город

Дата

Размеры { Диаметр цилиндра 335 — 265 мм. Ход поршня 200 мм.
Объем хода за 1 оборот вала 0,017628 м³.
Сопло 50 мм, диаметр площади сопла 19,635 см².

Атмосферный воздух: температура $t_0 = 16,5^\circ \text{C}$; давление $P_0 = 744$ мм (по барометру);

$$\text{удельный вес } \gamma_0 = 0,465 \frac{P_0}{t_0} = 1,195 \text{ кг/м}^3.$$

№ по порядку	Число оборотов вала	Конечное давление (кг/см²)	Температура перед соплом ($^\circ \text{C}$)	Разность давлений перед и за соплом ΔP (мм вод. ст.)	Засасываемый объем воздуха V (м³/мин)	Коэффициент подачи $\eta_{\text{плос}}$	Потребная мощность							
							вольт	ампер	квт	л. с. электрических	л. с. эффективных	л. с. эффективных на м³/мин	л. с. теоретических на м³/мин	Общий к. п. д. $\eta_{\text{общ}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	250	6	20	68	—	—	—	—	21	—	—	—	—	—
•	250	7	20	68	—	—	—	—	23	—	—	—	—	—
3	250	8	21	67	—	—	—	—	25	—	—	—	—	—
4	250	7	21,5	70	3,95	90%	—	—	22,5	30,6	25,2	6,38	5,16	81%
5	250	6	22	71	—	—	—	—	22	—	—	—	—	—

¹ Гинц, Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров. Энергиздат, 1933 г.; см. также: Правила испытания компрессоров и вентиляторов; изд. Союза германских инженеров (изд. Энергокомитета Украины).

$$V_a = 0,0266 \cdot F \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_0}} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T}} \text{ м}^3/\text{мин},$$

где F — в см^2 , ΔP — в мм вод. ст. и γ_0 — в кг/м^3 .

$$V_a = 0,0266 \cdot 19,635 \sqrt{\frac{70}{1,195}} \cdot \sqrt{\frac{289,5}{295}} = 3,95 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Протокол 2 представляет собой форму для довольно полного испытания поршневого воздушного насоса.

Протокол 2

испытания воздушного насоса

1. Тип
2. Место установки
3. Время испытания от до
4. Продолжительность испытания
5. Способ приведения в движение
6. Мощность, затрачиваемая на работу установки в л. с.
7. Коэффициент полезного действия двигателя
8. Мощность на валу насоса
9. Число оборотов в минуту

I. Основные данные

1. Исходные данные					
№	Наименование	1	2	3	Примечание
		Степень			
1	Диаметр цилиндра D (см)				
2	Площадь поршня F (см ²)				
3	Ход поршня S (см)				
4	Объем рабочего хода $V_p = SF$ (см ³)				
5	Объем вредного пространства V_a (см ³)				

II. Воздух

№	Наименование	Замер	Примечания
1	Диаметр всасывающего воздухопровода $d_{вс}$ (см)		
2	Диаметр нагнетательного воздухопровода $d_{нагн}$ (см)		
3	Положение шибера (процент открытия)		
4	Сечение нагнетательного воздухопровода $F = \frac{\pi d_{нагн}^2}{4}$ (см ²)		

№	Наименование	Замер	Примечание
5	Абсолютное давление в нагнетательном воздухопроводе p (кг/см ²)		
6	Температура в нагнетательном трубопроводе T°		
7	Динамический напор в нагнетательном трубопроводе h (мм вод. ст.)		
8	Удельный вес воздуха в нагнетательном трубопроводе $\gamma = \frac{10\,000 p}{RT}$ (кг/м ³)		
9	Скорость воздуха в нагнетательном трубопроводе $w = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot h}$ (м/сек)		
10	Объем воздуха за 1 час $V = \frac{f \cdot w \cdot 3600}{1000}$ (м ³ /час)		
11	Объем воздуха за 1 час при 0° С и 735 мм. рт. ст. $V_p = \frac{p \cdot V \cdot 273}{T}$ (м ³ /час)		
12	Объем, описанный за 1 час поршнем низкого давления $V_l = \frac{V_h \cdot n \cdot 60}{1000}$ (м ³ /час)		
13	Объемный к.п.д. $\eta_{об} = \frac{V_p}{V_l}$		
14	Вес всосанного воздуха за 1 оборот $G_h = \frac{\gamma_{об} V_h \cdot 10\,000}{273 \cdot R \cdot 10^6}$ (кг)		
15	Температура воздуха перед насосом (°С)		
16	Температура воздуха после насоса (°С)		
17	Барометрическое давление p_0 (кг/см ²)		
18	Влажность воздуха (%)		

III. Охлаждение

№	Наименование	Что охлаждает вода			Всего	Примечание
		ци-линдр	холо-диль-ник I	холо-диль-ник II		
1	Расход воды за 1 час I (л)					
2	Температура воды при входе t' (°С)					
3	Температура воды при выходе t'' (°С)					

№	Наименование	Что охлаждает вода			Всего	Примечание
		цилиндр	холодильник I	холодильник II		
4	Уносимое водой количество теплоты $q = L(t'' - t')$ (кал/час)					
5	Число трубок в холодильнике m					
6	Диаметр трубок $\frac{\text{внутр. } d_{\text{вн}} \text{ см}}{\text{наружн. } d_{\text{нар}} \text{ см}}$					
7	Длина (свободная) трубок l (м)					
8	Число трубок в одном ходе m'					
9	Сечение одного хода $f = m' \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2$ (см ²)					
10	Скорость воды $w = \frac{L \cdot 10\,000}{1000 \cdot f \cdot 3600}$ (м/сек)					
11	Поверхность холодильника $H = m \pi \frac{d_{\text{нар}}}{100}$ (м ²)					
12	Температура воздуха перед холодильником t_1 (°C)					
13	Температура воздуха после холодильника t_2 (°C)					
14	Коэффициент теплопередачи (приближенный) $k = \frac{q}{H \left(\frac{t_1 - t_2}{2} - \frac{t' - t''}{2} \right)}$					

IV. Индикаторная работа

№	Наименование	Номер ступени			Общее	Примечание
		1	2	3		
1	Среднее { сжатия и выталкивания p' кг/см ² расширения и всасывания p'' кг/см ² индикаторное $p_i = (p' - p'')$ кг/см ²					
2	Индикаторная мощность $N_{\text{и.к.}} = \frac{V_{\text{и.к.}} \cdot p_i}{100 \cdot 60 \cdot 75}$ (л. с.)					
3	Механический к. п. д. $\eta_m = \frac{N_i}{N_e}$					
4	Давление всасывания $p_{\text{вс}}$ (атм)					
5	Начало { давление p_{01} (атм) объем цилиндра V_{01} (см ³) сжатия { температура t_{01} (°C)					
6	Вес остаточного воздуха $G_0 = \frac{(273 + t_{01}) R \cdot 10^6}{1000 p_{01} \cdot V_{01}} - G_h$ (кг)					
7	Конец { давление p_2 (атм) объем цилиндра V_2 (см ³) сжатия { температура t_2 (°C)					

№	Наименование	Номер ступени			Об- щее	При- меча- ние
		1	2	3		
8	Показатель политропы сжатия $m_{сж} = \frac{\lg p_2 - \lg p_{01}}{\lg V_2 - \lg V_{01}}$					
9	Конец вытесни- вания	давление p_3 (атм) объем цилиндра V_3 (см ³) температура $t_3 =$ $= \frac{10\,000}{G_0 R} \frac{p_3 V_3}{10^6} - 273$ (°C)	/			
10	Конец расши- рения	давление p_0 (атм) объем цилиндра V_0 (см ³) температура $t_0 =$ $= \frac{10\,000}{G_0 R} \frac{p_0 V_0}{10^6} - 273$ (°C)				
11	Показатель политропы расширения $m_{расш} = \frac{\lg p_2 - \lg p_0}{\lg V_2 - \lg V_0}$					

V. Смазка

№	Наименование	Примечание
1	Назначение масла	
2	Сорт масла	
3	Давление подачи (атм)	
4	Способ подачи	
5	Расход за время испытания Расход за 1 час (кг)	

VI. Тепловой баланс на 1 м³ воздуха

№	Наименование	В кал	%	Примечания
1	Затрачено на валу компрессора $Q = \frac{N_e \cdot 632}{V_0}$			
2	Унесено воздухом (полезная работа) в виде механической энергии $Q_1 = pV \lg \frac{p_2}{p_1}$			
3	Унесено воздухом в виде тепловой энергии $Q_2 = c_p (T - 273)$			
4	Унесено водой Q_3			
5	Остаток $Q_4 = Q - (Q_1 + Q_2 + Q_3)$			

Следует иметь в виду, что этот протокол приспособлен к специальным местным условиям испытания, и поэтому может служить лишь канвой для составления протокола.

Ниже приведена форма записей замеров к этому протоколу.

Содержание влаги в 1 м³ воздуха при состоянии насыщения (по Бурдакову)¹

Температура (°C)	Давление водяного пара при 0° C (мм рт. ст.)	Содержание влаги (г)	Температура (°C)	Давление водяного пара при 0° C (мм рт. ст.)	Содержание влаги (г)
-10	1,9	2,1	+11	9,8	10,0
-9	2,1	2,3	+12	10,5	10,7
-8	2,3	2,5	+13	11,2	11,4
-7	2,5	2,7	+14	12,1	12,1
-6	2,8	3,0	+15	12,8	12,8
-5	3,0	3,3	+16	13,6	13,7
-4	3,3	3,6	+17	14,5	14,5
-3	3,6	3,9	+18	15,5	15,4
-2	3,9	4,2	+19	16,5	16,3
-1	4,2	4,6	+20	17,5	17,3
0	4,6	4,9	+21	18,6	18,3
+1	4,9	5,2	+22	19,8	19,4
+2	5,3	5,6	+23	21,1	20,6
+3	5,7	6,0	+24	22,4	21,8
+4	6,1	6,4	+25	23,8	23,1
+5	6,5	6,8	+26	25,3	24,5
+6	7,0	7,3	+27	26,8	25,8
+7	7,5	7,8	+28	28,4	27,3
+8	8,0	8,3	+29	30,1	28,8
+9	8,4	8,8	+30	31,8	30,4
+10	9,2	9,4	+40	54,9	50,7
			+50	92,0	82,3

¹ Бурдаков, Поршневые компрессоры, изд. 1928 г., стр. 7.

Удельный объем воздуха $v = \frac{RT}{P}$ (м³/кг) при различных температурах от -30 до $+300^\circ\text{C}$

Абсолютное давление воздуха (атм)	-30°	-20°	-10°	0°	10°	15°	20°	30°	50°	100°	150°	200°	300°
0,1	7,113	7,405	7,698	7,991	8,283	8,430	8,576	8,809	9,454	10,92	12,38	13,84	16,77
0,2	3,556	3,703	3,849	3,995	4,142	4,215	4,288	4,434	4,727	5,458	6,191	6,922	8,386
0,5	1,423	1,481	1,540	1,600	1,657	1,686	1,715	1,774	1,891	2,184	2,476	2,769	3,354
1,0	0,711	0,741	0,770	0,799	0,828	0,843	0,858	0,887	0,945	1,092	1,238	1,384	1,677
1,0333	0,688	0,717	0,745	0,773	0,802	0,816	0,830	0,858	0,915	1,057	1,198	1,340	1,623
2	0,356	0,370	0,385	0,400	0,414	0,421	0,429	0,443	0,473	0,546	0,619	0,692	0,839
4	0,178	0,185	0,192	0,200	0,207	0,211	0,214	0,222	0,236	0,273	0,310	0,346	0,419
6	0,119	0,123	0,128	0,133	0,138	0,140	0,143	0,148	0,157	0,182	0,206	0,231	0,280
8	0,089	0,093	0,096	0,100	0,104	0,105	0,107	0,111	0,118	0,136	0,155	0,173	0,210
10	0,071	0,074	0,077	0,080	0,083	0,084	0,086	0,089	0,094	0,109	0,124	0,138	0,168

Приложение III

Удельный вес воздуха $\gamma = \frac{P}{RT}$ (кг/м³) при различных температурах от -30 до $+300^\circ\text{C}$

Абсолютное давление воздуха (атм)	-30°	-20°	-10°	0°	10°	15°	20°	30°	50°	100°	150°	200°	300°
0,1	0,141	0,135	0,130	0,125	0,121	0,119	0,117	0,113	0,106	0,092	0,081	0,072	0,060
0,2	0,281	0,270	0,260	0,250	0,241	0,237	0,233	0,226	0,212	0,183	0,162	0,144	0,119
0,5	0,703	0,675	0,650	0,625	0,604	0,593	0,583	0,564	0,529	0,458	0,404	0,361	0,298
1,0	1,406	1,350	1,299	1,251	1,207	1,186	1,166	1,128	1,058	0,916	0,808	0,722	0,596
1,0333	1,453	1,395	1,342	1,293	1,247	1,226	1,204	1,166	1,093	0,946	0,835	0,746	0,616
2	2,812	2,701	2,589	2,503	2,414	2,373	2,332	2,255	2,115	1,832	1,615	1,445	1,192
4	5,624	5,402	5,196	5,006	4,829	4,745	4,664	4,510	4,232	3,664	3,231	2,889	2,385
6	8,436	8,102	7,794	7,509	7,244	7,118	6,996	6,765	6,346	5,496	4,846	4,334	3,577
8	11,25	10,80	10,39	10,01	9,658	9,490	9,328	9,020	8,464	7,328	6,461	5,778	4,570
10	14,06	13,50	12,99	12,51	12,07	11,86	11,66	11,28	10,58	9,159	8,077	7,223	5,902

Теплоемкости воздуха при различных давлениях и температурах от 0 до 240° С, вычисленные по формуле Гольборна и Якоба при 60° С
 $10^4 c_p = 2413 + 2,86 p + 0,0005 p^2 - 0,00001 p^3$

кг, см ³	0°	60°	120°	180°	240°
1	0,2394	0,2416	0,2433	0,2460	0,2482
25	0,2463	0,2485	0,2507	0,2529	0,2551
50	0,2534	0,2556	0,2578	0,2600	0,2622
100	0,2672	0,2694	0,2716	0,2738	0,2760
150	0,2797	0,2819	0,2841	0,2863	0,2885
200	0,2903	0,2925	0,2947	0,2969	0,2991
300	0,3002	0,3024	0,3046	0,3068	0,3090

Теплоемкости воздуха для температур от 200 до 2200° С¹

Здесь $(c_p)_{t_0}$ — средняя теплоемкость, c_p — средняя теплоемкость при постоянном давлении

t°	На 28,968 кг, или 22,4 м ³		На 1 кг		На 1 м ³	
	$M(c_p)_{t_0}$	Mc_p	$(c_p)_{t_0}$	c_p	$(c_p)_0$	c_p
200	6,817	6,907	0,235	0,239	0,304	0,308
300	6,862	6,997	0,237	0,242	0,306	0,312
400	6,907	7,087	0,239	0,245	0,308	0,316
500	6,952	7,177	0,240	0,248	0,310	0,320
600	6,997	7,267	0,242	0,251	0,312	0,324
700	7,042	7,357	0,243	0,254	0,314	0,328
800	7,087	7,447	0,245	0,257	0,316	0,332
900	7,132	7,537	0,246	0,260	0,318	0,336
1 000	7,177	7,627	0,248	0,263	0,320	0,340
1 100	7,222	7,717	0,249	0,266	0,322	0,344
1 200	7,267	7,807	0,251	0,270	0,324	0,349
1 300	7,312	7,897	0,252	0,273	0,326	0,352
1 400	7,357	7,987	0,254	0,276	0,328	0,356
1 500	7,402	8,077	0,256	0,279	0,330	0,360
1 600	7,447	8,167	0,257	0,282	0,332	0,364
1 700	7,492	8,257	0,259	0,285	0,334	0,368
1 800	7,537	8,347	0,260	0,288	0,336	0,372
1 900	7,582	8,437	0,262	0,291	0,338	0,376
2 000	7,627	8,527	0,263	0,294	0,340	0,380
2 100	7,672	8,617	0,265	0,298	0,342	0,384
2 200	7,717	8,707	0,265	0,301	0,345	0,389

¹ Ганицкий, Справочные таблицы по тепловой технике, изд. 1916 г., ч. I, стр. 55.

Конечный объем воздуха V_2 после адиабатического сжатия начального объема $V_1 = 100$

$$V_2 = 100 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$\frac{p_2}{p_1}$	0,00	+ 0,01	+ 0,02	+ 0,03	+ 0,04	+ 0,05	+ 0,06	+ 0,07	+ 0,08	+ 0,09	+ 0,1
1,00	100	99,3	98,6	97,9	97,2	96,6	95,9	95,3	94,6	94,0	93,5
1,10	93,5	92,8	92,2	91,6	91,1	90,5	89,9	89,4	88,8	88,3	87,7
1,20	87,7	87,3	86,8	86,2	85,7	85,3	84,8	84,3	83,8	83,4	82,9
1,30	82,9	82,5	82,0	81,6	81,2	80,7	80,3	79,9	79,5	79,0	78,7
1,40	78,7	78,2	77,8	77,5	77,1	76,7	76,3	75,9	75,6	75,2	74,8
1,50	74,8	74,5	74,1	73,8	73,5	73,1	72,8	72,4	72,1	71,8	71,4
1,60	71,4	71,2	70,9	70,6	70,2	69,9	69,6	69,3	69,0	68,7	68,5
1,70	68,5	68,2	67,9	67,6	67,3	67,1	66,8	66,5	66,2	66,0	65,7
1,80	65,7	65,5	65,2	65,0	64,7	64,5	64,2	64,0	63,7	63,5	63,3
1,90	63,3	63,0	62,8	62,6	62,3	62,1	61,9	61,6	61,4	61,2	61,0

Продолжение

$\frac{p_2}{p_1}$	0,0	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,3	+ 0,4	+ 0,5	+ 0,6	+ 0,7	+ 0,8	+ 0,9	+ 1,0
2,0	60,9	58,9	56,9	55,1	53,5	52,0	50,5	49,2	47,9	46,7	45,6
3,0	45,6	44,6	43,6	42,7	41,7	40,9	40,0	39,3	38,5	37,8	37,3
4,0	37,3	36,5	35,9	35,3	34,7	34,2	33,6	33,1	32,6	32,1	31,7
5,0	31,7	31,2	30,8	30,4	30,0	29,6	29,2	28,8	28,5	28,2	27,8
6,0	27,8	27,5	27,2	26,9	26,6	26,3	26,0	25,7	25,5	25,2	24,9
7,0	24,9	24,7	24,4	24,2	23,9	23,7	23,5	23,2	23,0	22,8	22,6
8,0	22,6	22,5	22,3	22,1	21,9	21,7	21,5	21,3	21,1	21,0	20,8
9,0	20,8	20,6	20,5	20,3	20,2	20,0	19,9	19,7	19,6	19,4	19,3

Конечный объем воздуха V_2 после политропического сжатия начального объема $V_1 = 100$

$$V_2 = 100 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$\frac{p_2}{p_1}$	Показатель n линии сжатия												
	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50
1,1	90,0	90,5	90,9	91,3	91,7	92,1	92,3	92,6	93,0	93,2	93,5	93,7	93,9
1,2	81,6	82,5	83,3	84,0	84,7	85,3	85,9	86,4	86,9	87,3	87,7	88,2	88,5
1,3	74,7	75,8	76,9	77,8	77,8	79,6	80,3	81,0	81,8	82,3	82,9	83,4	84,0
1,4	68,8	70,1	71,4	72,5	73,6	74,6	75,5	76,3	77,2	77,9	78,7	79,3	79,9
1,5	63,7	65,5	66,7	68,0	69,2	70,3	71,4	72,3	73,2	74,1	74,8	75,6	76,3
1,6	59,3	60,9	62,5	63,9	65,2	66,4	67,5	68,8	69,6	70,6	71,4	72,3	73,1
1,7	55,4	57,1	58,8	60,3	61,7	63,0	64,2	65,4	66,5	67,5	68,5	69,4	70,2
1,8	52,0	53,8	55,5	57,1	58,6	59,9	61,2	62,5	63,7	64,7	65,7	66,7	67,5
1,9	49,0	50,8	52,6	54,2	55,8	57,2	58,6	59,8	61,0	62,1	63,3	64,2	65,1
2,0	46,3	48,2	50,0	51,7	53,2	54,7	56,1	57,4	58,6	59,8	60,9	61,9	63,0
2,2	41,4	43,6	45,4	47,2	48,8	50,4	51,8	53,2	54,5	55,7	56,9	58,0	59,1
2,4	37,8	39,9	41,7	43,4	45,1	46,7	48,2	49,6	51,0	52,3	53,5	54,6	55,8
2,6	34,6	36,6	38,5	40,2	41,9	43,6	45,1	46,5	47,9	49,3	50,5	51,7	52,9
2,8	31,8	33,8	35,7	37,5	39,2	40,8	42,4	43,9	45,3	46,6	47,9	49,2	50,3
3,0	29,5	31,4	33,3	35,1	36,8	38,5	40,0	41,5	42,9	44,3	45,6	46,9	48,1
3,2	27,5	29,4	31,3	33,0	34,7	36,3	37,9	39,4	40,8	42,2	43,6	44,8	46,0
3,4	25,7	27,6	29,4	31,1	32,8	34,5	36,0	37,5	39,0	40,4	41,7	43,0	44,2
3,6	24,1	26,0	27,8	29,5	31,2	32,8	34,4	35,9	37,3	38,6	40,0	41,3	42,5
3,8	22,7	24,5	26,3	28,0	29,8	31,3	32,9	34,4	35,8	37,2	38,5	39,8	41,0
4,0	21,4	23,2	25,0	26,7	28,5	30,1	31,4	33,0	34,4	35,8	37,3	38,5	39,7
4,5	18,8	20,5	22,2	23,9	25,5	27,0	28,6	30,0	31,5	32,8	34,2	35,5	36,7
5,0	16,7	18,4	20,0	21,6	23,1	24,7	26,2	27,6	29,0	30,4	31,7	33,0	34,2
5,5	15,1	16,5	18,2	19,7	21,2	22,6	24,1	25,5	26,9	28,2	29,6	30,9	31,9
6,0	13,6	15,2	16,7	18,1	19,6	21,1	22,5	23,8	25,2	26,5	27,8	29,0	30,3
6,5	12,5	13,9	15,4	16,8	18,2	19,3	21,0	22,4	23,7	25,0	26,3	27,5	28,7
7,0	11,5	12,9	14,3	15,7	17,1	18,4	19,8	21,1	22,4	23,6	24,9	26,1	27,4
7,5	10,6	12,0	13,3	14,7	16,0	17,3	18,7	20,0	21,2	22,5	23,7	24,9	26,1
8,0	9,9	11,2	12,5	13,8	15,1	16,4	17,7	18,9	20,2	21,4	22,6	23,8	25,0
8,5	9,3	10,5	11,8	13,0	14,3	15,6	16,8	18,1	19,8	20,5	21,7	22,6	24,0
9,0	8,7	9,9	11,1	12,4	13,6	14,8	16,0	17,3	18,4	19,6	20,8	22,0	23,1
9,5	8,2	9,4	10,5	11,7	12,9	14,1	15,3	16,5	17,7	18,9	20,0	21,2	22,3
10,0	7,7	8,9	10,0	11,2	12,3	13,5	14,7	15,9	17,0	18,2	19,3	20,4	21,5

Перевод куб. метров в куб. футы и куб. футов в куб. метры

(1 фут³ = 0,028315 м³)

фут ³ и м ³	м ³	Куб. футы	фут ³ и м ³	м ³	Куб. футы	фут ³ и м ³	м ³	Куб. футы	фут ³ и м ³	м ³	Куб. футы
1	0,028	35,3156	26	0,736	918,2061	51	1,444	1816,0965	76	2,152	2783,9869
2	0,057	70,6312	27	0,765	953,5217	52	1,472	1836,4121	77	2,180	2619,3025
3	0,085	105,9469	28	0,793	968,8373	53	1,501	1871,7277	78	2,209	2754,6182
4	0,113	141,2625	29	0,821	1024,1529	54	1,529	1907,0433	79	2,237	2789,9338
5	0,142	176,5781	30	0,849	1059,4685	55	1,557	1942,3590	80	2,265	2825,2494
6	0,170	211,8937	31	0,878	1094,7841	56	1,586	1977,6746	81	2,294	2810,5650
7	0,198	247,2093	32	0,906	1130,0998	57	1,614	2012,9902	82	2,322	2895,8806
8	0,227	282,5249	33	0,934	1165,4154	58	1,642	2048,3058	83	2,350	2931,1962
9	0,255	317,8406	34	0,963	1200,7310	59	1,671	2083,6214	84	2,379	2966,5119
10	0,283	353,1562	35	0,991	1236,0466	60	1,699	2118,9370	85	2,407	3001,8275
11	0,311	388,4718	36	1,019	1271,3622	61	1,727	2154,2527	86	2,435	3037,1431
12	0,340	423,7874	37	1,048	1306,6778	62	1,756	2189,5683	87	2,463	3072,4567
13	0,368	459,1030	38	1,076	1341,9935	63	1,784	2224,8839	88	2,492	3107,7743
14	0,396	494,4186	39	1,104	1377,3091	64	1,812	2260,1995	89	2,520	3143,0899
15	0,425	529,7343	40	1,133	1412,6247	65	1,841	2295,5151	90	2,548	3178,4056
16	0,453	565,0499	41	1,161	1447,9403	66	1,869	2330,8307	91	2,577	3213,7212
17	0,481	600,3655	42	1,189	1483,2559	67	1,897	2366,1464	92	2,605	3299,0368
18	0,510	635,6811	43	1,218	1518,5715	68	1,925	2401,4620	93	2,633	3284,3524
19	0,538	670,9967	44	1,246	1553,8872	69	1,954	2436,7776	94	2,662	3319,6680
20	0,566	706,3123	45	1,274	1589,2028	70	1,982	2472,0932	95	2,690	3354,9836
21	0,595	741,6280	46	1,303	1624,5184	71	2,010	2507,4088	96	2,718	3390,2993
22	0,623	776,9436	47	1,331	1659,8340	72	2,039	2542,7244	97	2,747	3425,6149
23	0,651	812,2592	48	1,359	1695,1496	73	2,067	2578,0401	98	2,775	3460,9305
24	0,680	847,5748	49	1,387	1730,4652	74	2,095	2613,3557	99	2,803	3496,2461
25	0,708	882,8904	50	1,416	1765,7809	75	2,121	2648,6713	100	2,832	5331,5617

Средов фунтов в килограммы и килограммов в фунты

(1 фунт = 0,409531 кг)

Фунт и кг	Фунты	кг	Фунт и кг	Фунты	кг	Фунт и кг	Фунты	кг	Фунт и кг	Фунты	кг
1	2,442	0,410	26	63,488	10,648	51	124,534	20,886	76	185,579	31,124
2	4,884	0,819	27	65,930	11,057	52	126,975	21,975	77	188,021	31,534
3	7,326	1,229	28	68,371	11,467	53	129,417	21,705	78	190,463	31,943
4	9,767	1,638	29	70,813	11,876	54	131,859	22,115	79	192,905	32,353
5	12,209	2,048	30	73,255	12,286	55	134,301	22,524	80	195,347	32,762
6	14,651	2,457	31	75,697	12,695	56	136,743	22,934	81	197,789	33,172
7	17,093	2,867	32	78,139	13,105	57	139,185	23,343	82	200,230	33,581
8	19,535	3,276	33	80,581	13,514	58	141,626	23,753	83	202,672	33,991
9	21,977	3,686	34	83,022	13,924	59	144,068	24,162	84	205,114	34,400
10	24,418	4,095	35	85,464	14,333	60	146,510	24,572	85	207,556	34,810
11	26,860	4,505	36	87,906	14,743	61	148,952	24,981	86	209,998	35,219
12	29,302	4,914	37	90,348	15,153	62	151,394	25,391	87	212,440	35,629
13	31,744	5,324	38	92,790	15,562	63	153,836	25,800	88	214,881	36,038
14	34,186	5,733	39	95,232	15,972	64	156,277	26,210	89	217,323	36,448
15	36,628	6,143	40	97,673	16,381	65	158,719	26,619	90	219,765	36,858
16	39,069	6,552	41	100,115	16,791	66	161,161	27,029	91	222,207	37,267
17	41,511	6,962	42	102,557	17,200	67	163,603	27,438	92	224,649	37,677
18	43,953	7,372	43	104,999	17,610	68	166,045	27,848	93	227,091	38,086
19	46,395	7,781	44	107,441	18,019	69	168,487	28,257	94	229,532	38,496
20	48,837	8,191	45	109,883	18,429	70	170,928	28,667	95	231,974	38,905
21	51,279	8,600	46	112,324	18,838	71	173,370	29,076	96	234,416	39,315
22	53,720	9,010	47	114,766	19,248	72	175,812	29,486	97	236,858	39,724
23	56,162	9,419	48	117,208	19,657	73	178,254	29,896	98	239,300	40,134
24	58,604	9,829	49	119,650	20,067	74	180,696	30,305	99	241,742	40,543
25	61,046	10,238	50	122,092	20,476	75	183,138	30,715	100	244,183	40,953

Перевод английских дюймов в миллиметры

(1 англ. дюйм = 25,399541 мм)

Дюймы	0	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$
0	0,000	1,587	3,175	4,762	6,350	7,937	9,525	11,112
1	25,400	26,987	28,574	30,162	31,749	33,337	34,924	36,512
2	50,799	52,387	53,974	55,561	57,149	58,736	60,324	61,911
3	76,199	77,786	79,374	80,961	82,549	84,136	85,723	87,311
4	101,60	103,19	104,77	106,36	107,95	109,54	111,12	112,71
5	127,00	128,59	130,17	131,76	133,35	134,94	136,52	138,11
6	152,40	153,98	155,57	157,16	158,75	160,33	161,92	163,51
7	177,80	179,38	180,97	182,56	184,15	185,73	187,32	188,91
8	203,20	204,78	206,37	207,96	209,55	211,13	212,72	214,31
9	228,60	230,18	231,77	233,36	234,95	236,53	238,12	239,71
10	254,00	255,58	257,17	258,76	260,35	261,93	263,52	265,11
11	279,39	280,98	282,57	284,16	285,74	287,33	288,92	290,51
12	304,79	306,38	307,97	309,56	311,14	312,73	314,32	315,91
13	330,19	331,78	333,37	334,96	336,54	338,13	339,72	341,31
14	355,59	357,18	358,77	360,36	361,94	363,53	365,12	366,71
15	380,99	382,58	384,17	385,76	387,34	388,93	390,52	392,11
16	406,39	407,98	409,57	411,16	412,74	414,33	415,92	417,50
17	431,79	433,38	434,97	436,55	438,14	439,73	441,32	442,90
18	457,19	458,78	460,37	461,95	463,54	465,13	466,72	468,30
19	482,59	484,18	485,77	487,35	488,94	490,53	492,12	493,70
20	507,99	509,58	511,17	512,75	514,34	515,93	517,52	519,10
21	533,39	534,98	536,57	538,15	539,74	541,33	542,92	544,50
22	558,79	560,38	561,96	563,55	565,14	566,73	568,31	569,90
23	584,19	585,78	587,36	588,95	590,54	592,13	593,71	595,30
24	609,59	611,18	612,76	614,35	615,94	617,53	619,11	620,70
25	634,99	636,58	638,16	639,75	641,34	642,93	644,51	646,10
26	660,39	661,98	663,56	665,15	666,74	668,33	669,91	671,50
27	685,79	687,38	688,96	690,55	692,14	693,72	695,31	696,90
28	711,19	712,77	714,36	715,95	717,54	719,12	720,71	722,30
29	736,59	738,17	739,76	741,35	742,94	744,52	746,11	747,70
30	761,99	763,57	765,16	766,75	768,34	769,92	771,51	773,10
31	787,39	788,97	790,56	792,15	793,74	795,32	796,91	798,50
32	812,79	814,37	815,96	817,55	819,14	820,72	822,31	823,90
33	838,18	839,77	841,36	842,95	844,53	846,12	847,71	849,30
34	863,58	865,17	866,76	868,35	869,93	871,52	873,11	874,70
35	888,98	890,57	892,16	893,75	895,33	896,92	898,51	900,10
36	914,38	915,97	917,56	919,15	920,73	922,32	923,91	925,50
37	939,78	941,37	942,96	944,55	946,13	947,72	949,31	950,90
38	965,18	966,77	968,36	969,94	971,53	973,12	974,71	976,29
39	990,58	992,17	993,76	995,34	996,93	998,52	1000,1	1001,7
40	1016,0	1017,6	1019,2	1020,7	1022,3	1023,9	1025,5	1027,1
41	1041,4	1043,0	1044,6	1046,1	1047,7	1049,3	1050,9	1052,5
42	1066,8	1068,4	1070,0	1071,5	1073,1	1074,7	1076,3	1077,9
43	1092,2	1093,8	1095,4	1096,9	1098,5	1100,1	1101,7	1103,3
44	1117,6	1119,2	1120,8	1122,3	1123,9	1125,5	1127,1	1128,7
45	1143,0	1144,6	1146,2	1147,7	1149,3	1150,9	1152,5	1154,1
46	1168,4	1170,0	1171,6	1173,1	1174,7	1176,3	1177,9	1179,5
47	1193,8	1195,4	1197,0	1198,5	1200,1	1201,7	1203,3	1204,9
48	1219,2	1220,8	1222,4	1223,9	1225,5	1227,1	1228,7	1230,3
49	1244,6	1246,2	1247,8	1249,3	1250,9	1252,5	1254,1	1255,7
50	1270,0	1271,6	1273,2	1274,7	1276,3	1277,9	1279,5	1281,1
51	1295,4	1297,0	1298,6	1300,1	1301,7	1303,3	1304,9	1306,5
52	1320,8	1322,4	1324,0	1325,5	1327,1	1328,7	1330,3	1331,9
53	1346,2	1347,8	1349,4	1350,9	1352,5	1354,1	1355,7	1357,3
54	1371,6	1373,2	1374,8	1376,3	1377,9	1379,5	1381,1	1382,7

Дюймы

0

 $\frac{1}{16}$ $\frac{1}{8}$ $\frac{3}{16}$ $\frac{1}{4}$ $\frac{5}{16}$ $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{16}$

Дюймы	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{15}{16}$
0	12,700	14,287	15,875	17,462	19,050	20,637	22,225	23,812
1	38,099	39,687	41,274	42,862	44,449	46,037	47,624	49,212
2	63,499	65,086	66,674	68,261	69,849	71,436	73,024	74,611
3	88,898	90,486	92,073	93,661	95,248	96,836	98,423	100,010
4	114,30	115,89	117,47	119,06	120,65	122,24	123,82	125,41
5	139,70	141,28	142,87	144,46	146,05	147,63	149,22	150,81
6	165,10	166,68	168,27	169,86	171,45	173,03	174,62	176,21
7	190,50	192,08	193,67	195,26	196,85	198,43	200,02	201,61
8	215,90	217,48	219,07	220,66	222,25	223,83	225,42	227,01
9	241,30	242,88	244,47	246,06	247,65	249,23	250,82	252,41
10	266,70	268,28	269,87	271,46	273,05	274,63	276,22	277,81
11	292,09	293,68	295,27	296,86	298,44	300,03	301,62	303,21
12	317,49	319,08	320,67	322,26	323,84	325,43	327,02	328,61
13	342,89	344,48	346,07	347,66	349,24	350,83	352,42	354,01
14	368,29	369,88	371,47	373,06	374,64	376,23	377,82	379,41
15	393,69	395,28	396,87	398,46	400,04	401,63	403,22	404,81
16	419,09	420,68	422,27	423,85	425,44	427,03	428,62	430,21
17	444,49	446,08	447,67	449,25	450,84	452,43	454,02	455,61
18	469,89	471,48	473,07	474,65	476,24	477,83	479,42	481,01
19	495,29	496,88	498,47	500,05	501,64	503,23	504,82	506,41
20	520,69	522,28	523,87	525,45	527,04	528,63	530,22	531,81
21	546,09	547,68	549,27	550,85	552,44	554,03	555,61	557,20
22	571,49	573,08	574,66	576,25	577,84	579,43	581,01	582,60
23	596,89	598,48	600,06	601,65	603,24	604,83	606,41	608,00
24	622,29	623,88	625,46	627,05	628,64	630,23	631,81	633,40
25	647,69	649,28	650,86	652,45	654,04	655,63	657,21	658,80
26	673,09	674,68	676,26	677,85	679,44	681,03	682,61	684,20
27	698,49	700,07	701,66	703,25	704,84	706,42	708,01	709,60
28	723,89	725,47	727,06	728,65	730,24	731,82	733,41	735,00
29	749,29	750,87	752,46	754,05	755,64	757,22	758,81	760,40
30	774,69	776,27	777,86	779,45	781,04	782,62	784,21	785,80
31	800,09	801,67	803,26	804,85	806,44	808,02	809,61	811,20
32	825,49	827,07	828,66	830,25	831,83	833,42	835,01	836,60
33	850,89	852,47	854,06	855,65	857,23	858,82	860,41	862,00
34	876,29	877,87	879,46	881,05	882,63	884,22	885,81	887,40
35	901,69	903,27	904,86	906,45	908,03	909,62	911,21	912,80
36	927,09	928,67	930,26	931,85	933,43	935,02	936,61	938,20
37	952,49	954,07	955,66	957,25	958,83	960,42	962,01	963,60
38	977,89	979,47	981,06	982,64	984,23	985,82	987,41	989,00
39	1003,29	1004,87	1006,46	1008,05	1009,64	1011,22	1012,81	1014,40
40	1028,69	1030,27	1031,86	1033,45	1035,04	1036,63	1038,21	1039,80
41	1054,09	1055,67	1057,26	1058,85	1060,44	1062,03	1063,61	1065,20
42	1079,49	1081,07	1082,66	1084,25	1085,84	1087,43	1089,01	1090,60
43	1104,89	1106,47	1108,06	1109,65	1111,24	1112,83	1114,41	1116,00
44	1130,29	1131,87	1133,46	1135,05	1136,64	1138,23	1139,81	1141,40
45	1155,69	1157,27	1158,86	1160,45	1162,04	1163,63	1165,21	1166,80
46	1181,09	1182,67	1184,26	1185,85	1187,44	1189,03	1190,61	1192,20
47	1206,49	1208,07	1209,66	1211,25	1212,84	1214,43	1216,01	1217,60
48	1231,89	1233,47	1235,06	1236,65	1238,24	1239,83	1241,41	1243,00
49	1257,29	1258,87	1260,46	1262,05	1263,64	1265,23	1266,81	1268,40
50	1282,69	1284,27	1285,86	1287,45	1289,04	1290,63	1292,21	1293,80
51	1308,09	1309,67	1311,26	1312,85	1314,44	1316,03	1317,61	1319,20
52	1333,49	1335,07	1336,66	1338,25	1339,84	1341,43	1343,01	1344,60
53	1358,89	1360,47	1362,06	1363,65	1365,24	1366,83	1368,41	1370,00
54	1384,29	1385,87	1387,46	1389,05	1390,64	1392,23	1393,81	1395,40

Дюймы

 $\frac{1}{2}$ $\frac{3}{16}$ $\frac{5}{16}$ $\frac{11}{16}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{13}{16}$ $\frac{7}{8}$ $\frac{15}{16}$

Перевод кг/см² в фунты/кв. дюйм

кг/см ²	Фунты на кв. дюйм									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	15,75	31,51	47,26	63,01	78,77	94,52	110,27	126,02	141,78
10	157,33	173,29	189,04	204,79	220,55	236,30	252,05	267,80	283,56	299,31
20	315,07	330,82	346,58	362,33	378,18	393,83	409,59	425,34	441,09	456,85
30	472,60	488,35	504,10	519,86	535,61	561,36	567,12	582,87	598,63	614,38
40	630,14	645,88	661,63	677,30	693,14	708,89	724,65	740,40	756,15	661,90
50	787,67	803,43	819,18	884,93	850,68	866,44	882,19	897,94	913,70	929,45
60	945,21	960,96	976,71	992,47	1 008,22	1 023,97	1 039,72	1 055,38	1 071,23	1 086,98
70	1 102,74	1 118,49	1 134,35	1 140,00	1 165,75	1 181,50	1 197,26	1 213,01	1 228,76	1 244,52
80	1 260,28	1 276,03	1 291,78	1 307,54	1 323,29	1 339,04	1 354,79	1 370,55	1 386,30	1 402,06
90	1 417,81	1 433,56	1 449,32	1 465,07	1 480,82	1 496,58	1 512,33	1 528,08	1 543,83	1 559,59

Приложение XII

Перевод фунтов/кв. дюйм в кг/см²

Фунты/кв. дюйм	Килограммы на кв. сантиметры									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	0,063	0,127	0,190	0,254	0,317	0,381	0,444	0,508	0,571
10	0,635	0,698	0,762	0,825	0,888	0,952	1,156	1,079	1,142	1,206
20	1,269	1,333	1,396	1,460	1,523	1,587	1,650	1,714	1,777	1,841
30	1,904	1,968	2,031	2,095	2,158	2,222	2,285	2,349	2,412	2,476
40	2,539	2,602	2,667	2,729	2,793	2,856	2,920	2,983	3,047	3,110
50	3,174	3,237	3,301	3,364	3,428	3,491	3,555	3,618	3,682	3,745
60	3,809	3,872	3,936	3,999	4,062	4,126	4,189	4,253	4,318	4,381
70	4,443	4,507	4,570	4,634	4,697	4,761	4,824	4,888	4,951	5,015
80	5,078	5,142	5,205	5,269	5,332	5,396	5,459	5,523	5,586	5,649
90	5,713	5,776	5,840	5,903	5,967	6,030	6,094	6,157	6,221	6,284

Сравнение градусов Цельсия, Реомюра и Фаренгейта

°C	°R	°F	°C	°R	°F	°C	°R	°F	°C	°F	°R
-20	-16	-4,0	+35	+28,0	+95,0	+90	+72,0	+194,0	+145	+116,0	+293,0
-19	-15,2	-2,2	36	28,8	96,8	91	72,8	195,8	146	116,8	294,8
-18	-14,4	-0,4	37	29,6	98,6	92	73,6	197,6	147	117,6	296,6
-17	-13,6	+1,4	38	30,4	100,4	93	74,4	199,4	148	118,4	298,4
-16	-12,8	3,2	39	31,2	102,2	94	75,2	201,2	149	119,2	300,2
-15	-12,0	5,0	40	32,0	104,0	95	76,0	203,0	150	120,0	302,0
-14	-11,2	6,8	41	32,8	105,8	96	76,8	204,8	151	120,8	303,8
-13	-10,4	8,6	42	33,6	107,6	97	77,6	206,6	152	121,6	305,6
-12	-9,6	10,4	43	34,4	109,4	98	78,4	208,4	153	122,4	307,4
-11	-8,8	12,2	44	35,2	111,2	99	79,2	210,2	154	123,2	309,2
-10	-8,0	14,0	45	36,0	113,0	100	80,0	212,0	155	124,0	311,0
-9	-7,2	15,8	46	36,8	114,8	101	80,8	213,8	156	124,8	312,8
-8	-6,4	17,6	47	37,6	116,6	102	81,6	215,6	157	125,6	314,6
-7	-5,6	19,4	48	38,4	118,4	103	82,4	217,4	158	126,4	316,4
-6	-4,8	21,2	49	39,2	120,2	104	83,2	219,2	159	127,2	318,2
-5	-4,0	23,0	50	40,0	122,0	105	84,0	221,0	160	128,0	320,0
-4	-3,2	24,8	51	40,8	123,8	106	84,8	222,8	161	128,8	321,8
-3	-2,4	26,6	52	41,6	125,6	107	85,6	224,6	162	129,6	323,6
-2	-1,6	28,4	53	42,4	127,4	108	86,4	226,4	163	130,4	325,4
-1	-0,8	30,2	54	43,2	129,2	109	87,2	228,2	164	131,2	327,2
0	0	32,0	55	44,0	131,0	110	88,0	230,0	165	132,0	329,0
+1	+0,8	33,8	56	44,8	132,8	111	88,8	231,8	166	132,8	330,8
2	1,6	35,6	57	45,6	134,6	112	89,6	233,6	167	133,6	332,6
3	2,4	37,4	58	46,4	136,4	113	90,4	235,4	168	134,4	334,4
4	3,2	39,2	59	47,2	138,2	114	91,2	237,2	169	135,2	336,2
5	4,0	41,0	60	48,0	140,0	115	92,0	239,0	170	136,0	338,0
6	4,8	42,8	61	48,8	141,8	116	92,8	240,8	171	136,8	339,8
7	5,6	44,6	62	49,6	143,6	117	93,6	242,6	172	137,6	341,6
8	6,4	46,4	63	50,4	145,4	118	94,4	244,4	173	138,4	343,4
9	7,2	48,2	64	51,2	147,2	119	95,2	246,2	174	139,2	345,2
10	8,0	50,0	65	52,0	149,0	120	96,0	248,0	175	140,0	347,0
11	8,8	51,8	66	52,8	150,8	121	96,8	249,8	176	140,8	348,8
12	9,6	53,6	67	53,6	152,6	122	97,6	251,6	177	141,6	350,6
13	10,4	55,4	68	54,4	154,4	123	98,4	253,4	178	142,4	352,4
14	11,2	57,2	69	55,2	156,2	124	99,2	255,2	179	143,2	354,2
15	12,0	59,0	70	56,0	158,0	125	100,0	257,0	180	144,0	356,0
16	12,8	60,8	71	56,8	159,8	126	100,8	258,8	181	144,8	357,8
17	13,6	62,6	72	57,6	161,6	127	101,6	260,6	182	145,6	359,6
18	14,4	64,4	73	58,4	163,4	128	102,4	262,4	183	146,4	361,4
19	15,2	66,2	74	59,2	165,2	129	103,2	264,2	184	147,2	363,2
20	16,0	68,0	75	60,0	167,0	130	104,0	266,0	185	148,0	365,0
21	16,8	69,8	76	60,8	168,8	131	104,8	267,8	186	148,8	366,8
22	17,6	71,6	77	61,6	170,6	132	105,6	269,6	187	149,6	368,6
23	18,4	73,4	78	62,4	172,4	133	106,4	271,4	188	150,4	370,4
24	19,2	75,2	79	63,2	174,2	134	107,2	273,2	189	151,2	372,2
25	20,0	77,0	80	64,0	176,0	135	108,0	275,0	190	152,0	374,0
26	20,8	78,8	81	64,8	177,8	136	108,8	276,8	191	152,8	375,8
27	21,6	80,6	82	65,6	179,6	137	109,6	278,6	192	153,6	377,6
28	22,4	82,4	83	66,4	181,4	138	110,4	280,4	193	154,4	379,4
29	23,2	84,2	84	67,2	183,2	139	111,2	282,2	194	155,2	381,2
30	24,0	86,0	85	68,0	185,0	140	112,0	284,0	195	156,0	383,0
31	24,8	87,8	86	68,8	186,8	141	112,8	285,8	196	156,8	384,8
32	25,6	89,6	87	69,6	188,6	142	113,6	287,6	197	157,6	386,6
33	26,4	91,4	88	70,4	190,4	143	114,4	289,4	198	158,4	388,4
34	27,2	93,2	89	71,2	192,2	144	115,2	291,2	199	159,2	390,2

НКП—СССР ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВИАПРОМЫШЛЕННОСТИ ОБЪЕДИНЕННОЕ БЮРО СТАНДАРТИЗАЦИИ О Б С А	АВИАЦИОННЫЙ СТАНДАРТ Таблица международной стандартной атмосферы	7 3 А Т АБ 1-е издание

У С Л О В Н Ы Е О Б О З Н А Ч Е Н И Я

h — высота над уровнем моря в м.

P_0 — давление атмосферы на уровне моря в мм ртутного столба.

P_h — давление атмосферы на высоте h в мм ртутного столба.

t_h — температура на высоте h в градусах Цельсия.

T_h — абсолютная температура на высоте h в градусах Цельсия.

γ_h — весовая плотность воздуха на высоте h в кг/м.

ρ_0 — массовая плотность воздуха на уровне моря в $\frac{\text{кг сек}^2}{\text{м}^4}$.

ρ_h — массовая плотность воздуха на высоте h в $\frac{\text{кг сек}^2}{\text{м}^4}$.

h в м	$\frac{P_h}{P_0}$	P_h в мм рт. ст.	t в °C	T в °C	γ_h в кг/м³	$\Delta = \frac{P_h}{P_0} = \frac{\gamma_h}{\gamma_0}$
0	1,000	760,0	15,00	288,00	1,2255	1,0000
500	0,9421	716,0	11,75	284,75	1,1677	0,9528
1 000	0,8870	674,1	8,50	281,50	1,1120	0,9074
1 500	0,8345	634,2	5,25	278,25	1,0584	0,8637
2 000	0,7845	596,2	2,00	275,00	1,0068	0,8216
2 500	0,7370	560,1	— 1,25	271,75	0,9572	0,7811
3 000	0,6918	525,8	— 4,50	268,50	0,9094	0,7420
3 500	0,6490	493,2	— 7,75	265,25	0,8634	0,7046
4 000	0,6082	462,3	— 11,00	262,00	0,8193	0,6686
4 500	0,5696	432,9	— 14,25	258,75	0,7770	0,6340
5 000	0,5330	405,1	— 17,50	255,50	0,7363	0,6008
5 500	0,4983	378,7	— 20,75	252,25	0,6972	0,5689
6 000	0,4655	353,8	— 24,00	249,00	0,6598	0,5384
6 500	0,4344	330,2	— 27,25	245,75	0,6240	0,5091
7 000	0,4051	307,9	— 30,50	242,50	0,5896	0,4810
7 500	0,3773	286,8	— 33,75	239,25	0,5567	0,4542
8 000	0,3512	266,9	— 37,00	236,00	0,5252	0,4285
8 500	0,3265	248,1	— 40,25	232,75	0,4952	0,4040
9 000	0,3032	230,4	— 43,50	229,50	0,4664	0,3806
9 500	0,2813	213,8	— 46,75	226,25	0,4388	0,3580
10 000	0,2606	198,2	— 50,00	223,00	0,4127	0,3367
10 500	0,2414	183,4	— 53,25	219,75	0,3876	0,3147
11 000	0,2229	169,4	— 56,50	216,50	0,3636	0,2957

Май 1934.

Утвержден пом. нач. ГУАП 31 декабря 1933 г., как обязательный со дня опубликования.

ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ

Иностранные:

1. *Eck Kearton*, Turbogebläse und Kompressoren.
2. *I. Walther*, Dynamik der Leistungsregelung.
3. *Lederheit*, Die Zweitaktmotoren.
4. *Hirsch*, Die Luftpumpen.
5. *Pfleiderer*, Die Kreiselpumpen.
6. *Schultz*, Turbokompressoren und Turbogebläse.
7. *Venediger*, Untersuchungen an Schnellaufenden Auflade Drehkolben Verdichtern.
8. *H. Baum*, Theorie des Kreiselpressors und der Vacuumpumpe der Mehrkammerbaart.
9. Reports of NACA № 284, 303, 330 и др.

На русском и украинском языках:

1. *Алмазов*, Исследование авиационного компрессора Аргус Рут.
 2. *Власов*, Быстроходные транспортные дизеля.
 3. *Герман*, Теория и расчет турбовоздуховых машин.
 4. *Герман*, Горная механика, ч. II — Поршневые насосы.
 5. *Гиршберг*, Поршневые компрессоры, их конструкция и расчет.
 6. *Гинц*, Термодинамические основы поршневых и турбокомпрессоров.
 7. *Гельд*, Судовые двигатели-дизеля.
 8. *Дмитриевский*, Высотные характеристики авиационных двигателей с нагнетателями.
 9. *Джодж*, Автомобильные и авиационные двигатели.
 10. *Киртон*, Турбовоздуховки и турбокомпрессоры.
 11. *Кернер*, Конструирование дизелей.
 12. *Маковский*, Повітродувні машини.
 13. *Майзель*, До досліду роботи і руху рідини в лопатях.
 14. *Мухачев*, Воздуховые машины.
 15. *Остертаг*, Компрессоры и воздуховки.
 16. *Проскура*, Курс лекций по компрессорам.
 17. *Проскура*, Центробежные и пропеллерные насосы.
 18. *Поликовский*, Вентиляторы, воздуховки и компрессоры.
 19. *К. Ридль*, Конструирование и расчет современных автомобильных двигателей.
 20. *Ридль*, Розрахунок та конструювання ротаційних компресорів для швидкохідних дизелів.
 21. *Репин*, Воздуховые машины.
 22. *Синеутский*, Конструирование двигателей внутреннего сгорания.
 23. *Галанов*, Высотные двигатели.
 24. *Таман*, Быстроходные транспортные дизеля.
 25. *Орлов*, Автоматические регуляторы давления за нагнетателем.
 26. *Фельдман*, Привод нагнетателей от мотора.
 27. *Цветков*, Дизеля.
 28. *Шмуляков*, Влияние различных факторов на форму характеристики центробежного насоса.
 29. *Шольц*, Судовые нефтяные двигатели внутреннего сгорания.
- Каталоги различных заводов (Рато Фарман, FMA, Крупи, Зульцер, Броун-Бовери и др.)
 Журналы VdI, ATZ, Engineering, La Technique Moderne, IRAS, T. B. Ф., Вестник инженеров и техников и др.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	стр. 3
Глава I. Принципы работы и классификация воздушных насосов	5
А. Насосы, работающие по принципу изменения потенциальной энергии воздуха	5
I. Поршневые насосы	5
II. Ротативные насосы	8
1. Ротативный насос с одним эксцентрично вращающимся ротором	8
2. Ротативные насосы с несколькими роторами	10
3. Ротативные насосы с одним "качающимся" ротором	11
Б. Насосы, работающие по принципу изменения кинетической энергии воздуха	11
Глава II. Назначение воздушных насосов в двигателях внутреннего сгорания и предъявляемые к этим насосам требования	14
I. Пусковые насосы	14
II. Насосы для получения форсуночного воздуха	16
III. Продувочные насосы	17
IV. Наддувочные насосы	18
V. Газовоздуходувки	20
Глава III. Изменение состояния в воздушных насосах	23
А. Изменение состояния в поршневых насосах	27
I. Теоретически потребная работа и ее изображение	27
II. Рабочая диаграмма воздушного насоса	30
1. Линии нагнетания, сжатия и всасывания	30
2. Влияние вредного пространства	31
3. Истинная рабочая диаграмма поршневого насоса и ее изображение в TS -координатах	36
III. Многоступенчатое сжатие	41
IV. Коэффициенты полезного действия	49
Б. Изменение состояния в центробежных воздушных насосах	55
I. Процессы, происходящие в центробежном воздушном насосе; теоретически потребная работа и ее изображение	55
1. Неохлаждаемый насос	56
2. Охлаждаемый насос	59
II. Теоретический напор, развиваемый насосом	64
III. Превращение энергии на рабочем колесе	72
1. Диффузор	73
2. Спираль	75
3. Направляющий аппарат	78
IV. Потери в центробежном воздушном насосе	78
1. Неточность классической теории центробежных машин и влияние конечного числа лопаток	79
2. Трение частиц воздуха о поверхность	81
3. Удары частиц воздуха	85
4. Потери от утечек	88
5. Трение рабочих колес о воздух и вентиляционные потери	96
6. Трение в подшипниках и прочие	97
7. Распределение давлений в одной ступени в зависимости от потерь и форма лопаток	98
V. Многоступенчатое сжатие	101
1. Неохлаждаемые насосы	103
2. Насосы с охлаждением в каждой ступени за рабочим колесом (рубашка)	103
3. Насосы с промежуточным охлаждением	104
VI. Коэффициенты полезного действия	106
VII. Характеристики	111

Глава IV. Расчет воздушных насосов	120
I. Давление, потребляемое для воздушных насосов двигателей внутреннего сгорания	120
II. Производительность воздушных насосов различного назначения	121
1. Продувочные насосы	121
2. Наддувочные насосы	121
3. Пусковые насосы	121
4. Насосы для получения сжатого воздуха для распыла горючего в дизелях	124
5. Газовоздуходувки	126
III. Определение основных размеров воздушных поршневых насосов для двигателей внутреннего сгорания	127
IV. Определение мощности, потребляемой поршневыми воздушными насосами для двигателей внутреннего сгорания	129
V. Определение сил, действующих в поршневом воздушном насосе, необходимых для расчета на прочность	144
VI. Определение основных размеров воздушных ротативных насосов типа Пауэрплюс для двигателей внутреннего сгорания	151
VII. Определение мощности, потребляемой ротативными воздушными насосами типа Пауэрплюс	154
VIII. Определение сил, действующих в ротативном воздушном насосе типа Пауэрплюс, необходимых для расчета на прочность	160
IX. Определение основных размеров воздушных ротативных насосов типа Целлер для двигателей внутреннего сгорания	162
X. Определение мощности, потребляемой ротативным воздушным насосом типа Целлер	168
XI. Определение сил, необходимых для расчета на прочность, действующих в ротативном воздушном насосе типа Целлер	174
XII. Определение основных размеров воздушных насосов типа Рут для двигателей внутреннего сгорания	176
XIII. Определение мощности, потребляемой воздушным насосом типа Рут	180
XIV. Определение сил, необходимых для расчета на прочность, действующих в воздушном насосе типа Рут	181
XV. Определение основных размеров воздушных центробежных насосов для двигателей внутреннего сгорания	183
XVI. Определение мощности, потребляемой центробежным воздушным насосом	191
XVII. Определение сил, действующих в центробежном воздушном насосе, необходимых для расчета на прочность	197
Глава V. Распределительные органы воздушных насосов	204
I. Автоматические клапаны	218
II. Золотниковые распределения	218
Глава VI. Регулирование воздушных насосов	230
I. Классификация принципов регулирования	233
1. Объемные насосы	233
2. Центробежные насосы	233
II. Конструкции регуляторов	240
III. Маховики	244
IV. Нагнетательные резервуары	257
Глава VII. Промежуточное охлаждение	258
I. Расчет холодильника	261
II. Конструкции холодильников	261
Глава VIII. Конструкции воздушных насосов	269
I. Насосы для сжатия воздуха для распыла горючего	278
II. Пусковые насосы	278
III. Продувочные насосы	305
1. Поршневые продувочные насосы	319
2. Ротативные продувочные насосы	324
3. Центробежные продувочные насосы	336
IV. Наддувочные насосы	351
1. Поршневые наддувочные насосы	359
2. Ротативные наддувочные насосы	359
3. Центробежные наддувочные насосы	362
V. Газовоздуходувки	371
VI. Прочие типы насосов	382
Глава IX. Испытание воздушных насосов	388
I. Подлежащие определению величины и методы их измерения	389
1. Давление	389
2. Мощность	389
3. Производительность	389
II. Формы протоколов для записи испытаний	390

Приложения:

I. Содержание влаги в 1 м ³ воздуха при состоянии насыщения	400
II. Удельный объем воздуха $v = \frac{RT}{P}$ (м ³ /кг)	401
III. Удельный вес воздуха $\gamma = \frac{P}{RT}$ (кг/м ³)	401
IV. Теплоемкости воздуха при различных давлениях и температурах	402
V. Теплоемкости воздуха для температур от 200 до 2200°C	402
VI. Конечный объем воздуха V_2 после адиабатического сжатия начального объема $V_1 = 100$	403
VII. Конечный объем воздуха V_2 после политропического сжатия начального объема $V_1 = 100$	404
VIII. Перевод куб. метров в куб. футы и куб. футов в куб. метры	405
IX. Перевод фунтов в килограммы и килограммов в фунты	406
X. Перевод английских дюймов в миллиметры	407
XI. Перевод кг/см ² в фунты/кв. дюйм	409
XII. Перевод фунтов/кв. дюйм. в кг/см ²	409
XIII. Сравнение градусов Цельсия, Реомюра и Фаренгейта	410
XIV. Стандартная атмосфера	411
XV. Энтропийная диаграмма для 1 кг воздуха (см. таблицу)	
XVI. Энтропийная диаграмма для 1 кг воздуха (теплоемкости по данным Holborn'a и Jacob'a) (см. таблицу)	
Литературные источники	415

КНИГОСБЫТ ОНТИ

**ИМЕЕТ НА СВОИХ СКЛАДАХ И В МАГАЗИНАХ ИЗДАНИЯ
ОНТИ-ГНТИУ НА РУССКОМ И УКРАИНСКОМ ЯЗЫКАХ
ПО СЛЕДУЮЩИМ ВОПРОСАМ:**

Технико-теоретическая литература

(Математика, физика, механика, астрономия).

Энергетика

(Теплотехника, электротехника, гидротехника).

Машиностроение и металлообработка

(Теоретические вопросы; испытание материалов; машиностроение, тракторостроение; конструкция, расчет, использование станков, технология металлов, инструментальное, слесарное, кузнечное дело).

Металлы

(Металловедение, металлургия чугуна, стали; ферросплавы, чугунолитейное дело, прокатка и волочение).

Горно-рудное дело

(Уголь, торф, руда; проходка шахт; эксплуатация месторождений; механизация горных работ; обогащение).

Строительное дело

(Стройматериалы, конструкции, основания и фундаменты, строительная механика, санитарная техника, водоснабжение).

Кокс и химия

(Неорганическая, органическая, коллоидная, аналитическая химия; основная химическая промышленность; коксохимическая промышленность).

Транспорт

(Железнодорожный и безрельсовый транспорт—эксплуатация, ремонт, постройка дорог).

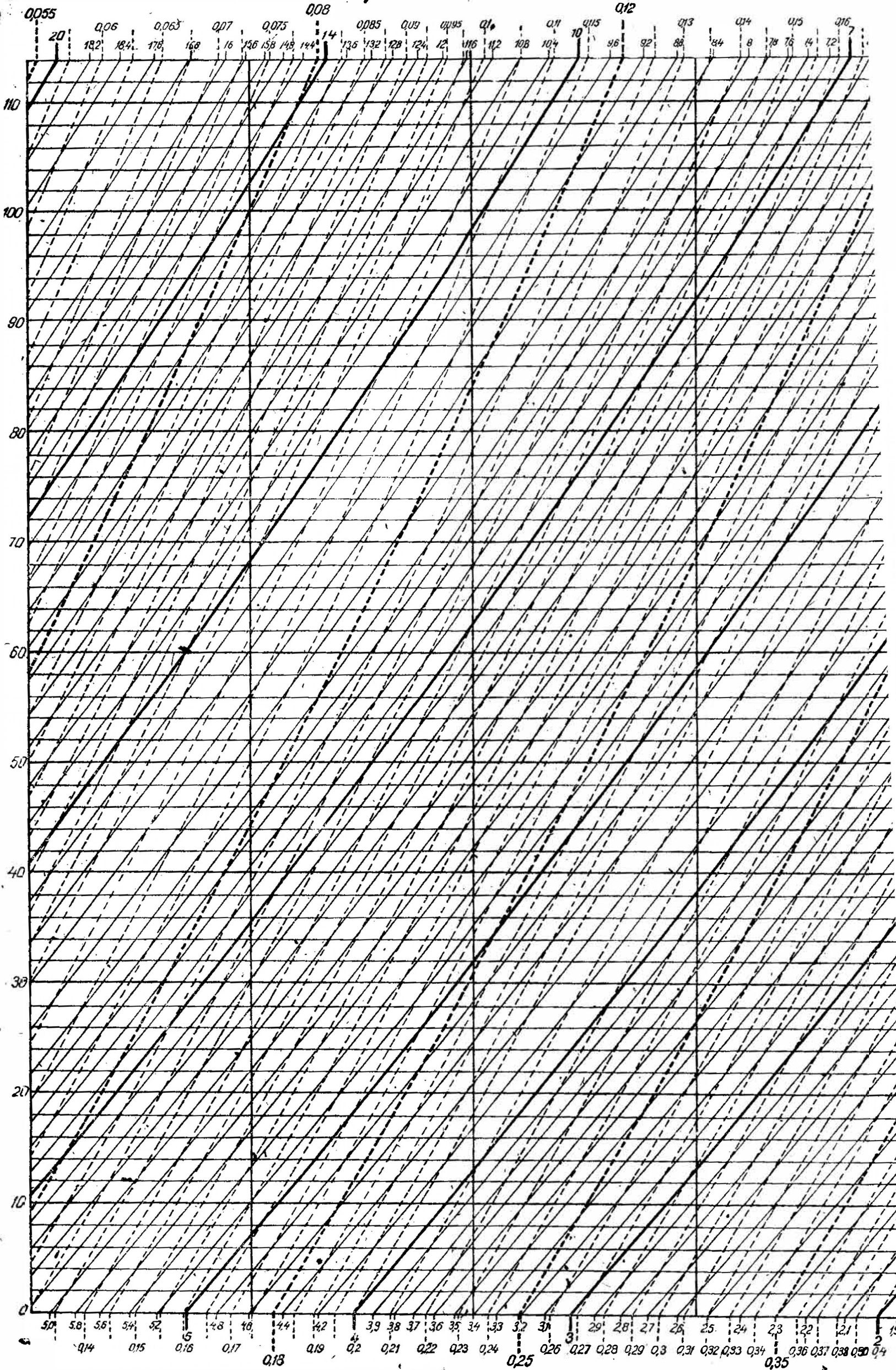
Связь

(Телеграф, телефон—эксплуатация, ремонт; линейные сооружения; радиотехника).

**ЗАКАЗЫ НАПРАВЛЯТЬ В МЕСТНЫЕ ОТДЕЛЕНИЯ
КНИГОСБЫТА ОНТИ**

Энтропийная диаграмма

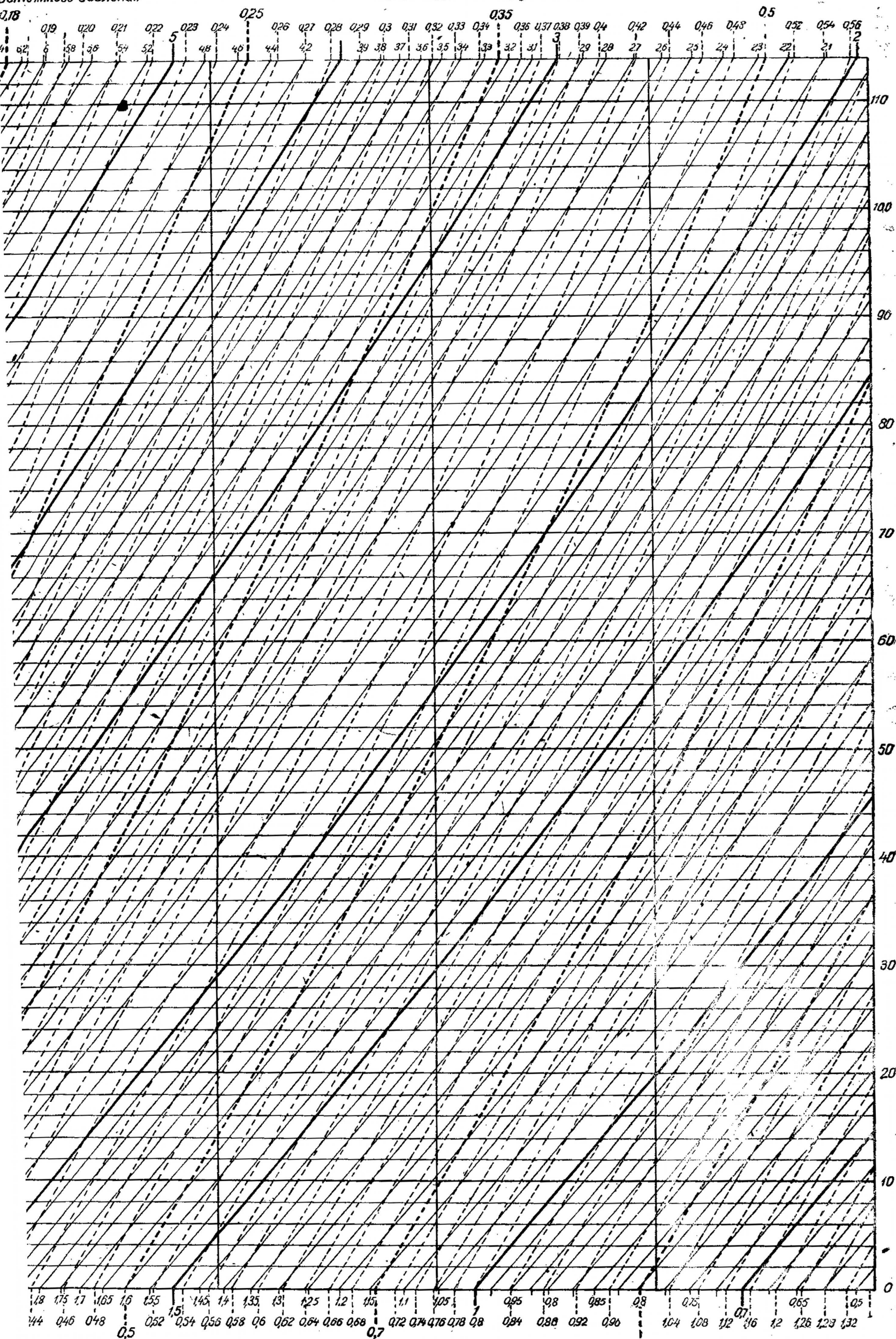
1 мм = 0,0004 единицы энтропии



для 1 кг воздуха

постоянного давления

Линии постоянного удельного веса



Калор.

