

621/1
Ж 73

Проф. Г. С. ЖИРИЦКИЙ

Д Е П

1954

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
М. В. № 107

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

ИЗДАНИЕ ПЯТОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Ж 73
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
М. В. № 107

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
БССР

М. В. № 107
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
БССР



502 1074

ИЗДАН СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА
БССР

ЛЕНИНГРАД

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Общее устройство паровой машины.

	Стр.
§ 1. Понятие о работе и устройстве паровой машины	7
§ 2. Классификация паровых машин	9
§ 3. Индикаторная диаграмма	12
§ 4. Использование тепла в паровых машинах и области их применения	13

ЧАСТЬ I.

Работа пара в паровой машине.

I. Образцовые процессы паровых машин.

§ 5. Цикл Карно	16
§ 6. Цикл Ранкина	18
§ 7. Цикл Мейера	21

II. Действительный процесс паровой машины.

§ 8. Потери на пропуски пара и лучеиспускание	25
§ 9. Падение давления при выпуске	26
§ 10. Начальная конденсация пара (потеря от теплообмена пара со стенками цилиндра)	28
§ 11. Меры борьбы с начальной конденсацией пара	33
§ 12. Расход пара на начальную конденсацию	38
§ 13. Вредное пространство и сжатие пара	39
§ 14. Коэффициенты полезного действия машины	43
§ 15. Пример определения коэффициентов полезного действия машины	51
§ 16. Индикаторная диаграмма действительного процесса паровой машины	53
§ 17. Примеры построения индикаторных диаграмм одноцилиндровых машин	67
§ 18. Определение мощности машины по индикаторной диаграмме	71
§ 19. Аналитический расчет паровой машины. Определение степени наполнения по заданной мощности машины	76
§ 20. Определение расхода пара машиной по индикаторной диаграмме	79

III. Исследование рабочего процесса машины при помощи индикаторной диаграммы.

§ 21. Устройство индикатора и пользование им	82
§ 22. Оценка работы машины по индикаторной диаграмме	86
§ 23. Исследование индикаторной диаграммы с адиабатическим расширением и сжатием пара	89
§ 24. Формулы Грассмана для определения расхода пара	94

IV. Машины многократного расширения.

§ 25. Общие сведения	97
§ 26. Преимущества и недостатки машин многократного расширения	99

27.	Отношение объемов цилиндров	101
28.	Выбор типа машины	103
29.	Объемные диаграммы	104
30.	Построение индикаторной диаграммы тандем-машины или машины компаунд с кривошипами под углом 180°	105
31.	Построение индикаторной диаграммы машины двойного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 90° (машина компаунд)	110
32.	Построение индикаторной диаграммы машины тройного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 120°	114
33.	Ранжирование индикаторных диаграмм	116
34.	Мощность машин многократного расширения	118
35.	Расход пара машинами двойного расширения	119

ЧАСТЬ II

Парораспределение паровых машин

I. Золотниковые распределения.

36.	Простой коромысловый золотник	121
37.	Золотник с перекрышами и углом опережения	124
38.	Уравнение движения золотника	127
39.	Диаграмма Цейнера	128
40.	Диаграмма Мюллера	132
41.	Перебег золотника. Отрицательная перекрыша. Эксцентрик	133
42.	Построение индикаторной диаграммы по золотниковой	134
43.	Построение золотниковой диаграммы по индикаторной и определение размеров золотника	136
44.	Эллиптическая диаграмма	139
45.	Конструктивное выполнение золотника	142
46.	Цилиндрические золотники	144
47.	Золотник Трика	147
48.	Золотник Вейсса	153
49.	Золотник Пенна	154
50.	Золотник Гохвальда	156
51.	Выравнивание степеней наполнения в полостях цилиндра	159
52.	Простые золотники с переменной степенью наполнения	161
53.	Парораспределение двойными золотниками	165
54.	Кривая закрытия окна	173
55.	Определение размеров двойного золотника по заданной индикаторной диаграмме	175
56.	Двойной золотник системы Мейера	181
57.	Двойной золотник Ридера	184
58.	Двойные золотники с переменным эксцентриситетом расширительного эксцентрика	194
59.	Золотник Штейна	200
60.	Двухкамерные золотники	202

II. Клапанные парораспределения.

61.	Расположение, конструкция и расчет клапанов	204
62.	Классификация механизмов для привода клапанов. Общая оценка клапанных распределений	212
63.	Кулачные шайбы	213
64.	Эксцентровый механизм с катящимся рычагом	216
65.	Качающиеся кулаки	221
66.	Принудительные распределения с переменной степенью наполнения. Распределение Видмана	225
67.	Парораспределение Лентца	234

61	Парораспределение Штумпфа	243
62	Парораспределения Прелля, Штейна и Дэрфеля	249
70	Парораспределение Кольмана (новое) как пример расцепного распределения	253
71	Расцепные распределения Зульцера	259
72	Клапанные распределения для вертикальных машин	262
73	Прямоточная машина с парораспределением односедельными клапанами	268
74	Кривые подъема клапанов	271
75	Расчет пружины принудительных распределений	279
76	Расчет пружины для расцепных парораспределений	282
77	Поршневые золотники с механизмами клапанных распределений	282

III. Крановые парораспределения.

78	Краны, их расположение и определение размеров	289
79	Золотниковые диаграммы в применении к крановым распределениям	292

IV. Распределение выпуска, управляемое поршнем машины.

80	Конструкция проф. Штумпфа	293
81	Прямоточные машины с комбинированным распределением выпуска	293

ЧАСТЬ III.

Законы кривошипной передачи.

I. Кривошипный механизм и расчет маховика.

82	Кривошипный механизм	303
83	Силы инерции	305
84	Силы, действующие в кривошипном механизме	306
85	Расчет маховика	308
86	Пример расчета маховика	316

II. Устойчивость паровой машины.

87	Силы инерции вращающихся и возвратно движущихся масс	317
88	Условия устойчивости горизонтальной машины	319
89	Условия устойчивости вертикальной машины	320
90	Уравновешение сил инерции	321

ЧАСТЬ IV.

Регулирование.

91	Назначение и классификация регуляторов	324
92	Условия равновесия регулятора. Астатические, статические и псевдо-астатические регуляторы	325
93	Степень неравномерности и нечувствительности регуляторов	327
94	Энергия, переставляющая сила и работоспособность регуляторов	330
95	Колебания регулятора	332
96	Характеристика регуляторов по кривым центробежной силы	334
97	Пружинный регулятор Гартунга и расчет его	336
98	Подбор регулятора	344
99	Плоские регуляторы. Основы теории и расчета	347
100	Инерционные регуляторы	355

ЧАСТЬ V.

Конденсация паровых машин.

101	Общее понятие о конденсационных устройствах	357
102	Паровыпускная труба	358
103	Классификация конденсаторов. Конденсаторы смешения	360

	Стр.
§ 104. Поверхностные конденсаторы	365
§ 105. Струйные конденсаторы	369
§ 106. Основы расчета насосов, обслуживающих конденсаторы	370
§ 107. Конструкции мокро-воздушных насосов	373
§ 108. Расчет насосов со всасывающими окнами	376
§ 109. Поршневые воздушные насосы	381
§ 110. Струйные воздушные насосы	383
§ 111. Вторично: охлаждение воды	386
§ 112. Маслоотделители	395
§ 113. Общее расположение конденсационного устройства	397

ЧАСТЬ VI.

Теплофикационные машины.

§ 114. Использование тепла в паровых установках и меры к его повышению	398
§ 115. Области применения теплоты отработавшего пара	400
§ 116. Основные типы машины с использованием отработавшего пара	402
§ 117. Машины с противодавлением	403
§ 118. Машины с промежуточным отбором пара	412

ЧАСТЬ VII.

Машины высокого давления.

§ 119. Рыгодность применения пара высокого давления	426
§ 120. Типы машин высокого давления и особенности их индикаторных диаграмм	427
§ 121. Конструктивные особенности машин высокого давления	430

ЧАСТЬ VIII.

Конструкция и расчеты на прочность деталей паровой машины.

§ 122. Паровой цилиндр	437
§ 123. Сальники	447
§ 124. Поршень	452
§ 125. Поршневой шток	460
§ 126. Крейскопф	461
§ 127. Шатуны	467
§ 128. Кривошипный вал	475
§ 129. Коленчатый вал	479
§ 130. Рама и коренные подшипники	481
§ 131. Маховик	486
§ 132. Эксцентрик	489

ЧАСТЬ IX.

Примеры исполненных конструкций и установок паровых машин.

§ 133. Горизонтальные одноцилиндровые машины	493
§ 134. Вертикальные одноцилиндровые машины	497
§ 135. Горизонтальные машины двойного расширения	500
§ 136. Вертикальные машины компаунд	501
Предметный указатель	501

ВВЕДЕНИЕ.

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 1. Понятие о работе и устройстве паровой машины.

Назначение парового двигателя — производить механическую работу за счет тепловой энергии пара. Один килограмм пара, вступив в машину с теплосодержанием i_1 и выйдя из машины с теплосодержанием i_2 , отдает рабочему органу двигателя $i_1 - i_2$ единиц теплоты (кал/кг), за счет которых машина производит

$$L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2)$$

единиц работы (кгм), где $A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы.

При этом предполагается, конечно, что машина работает без потерь.

Преобразование энергии может идти двумя путями:

В одном случае потенциальная энергия пара преобразуется в механическую работу поршня, имеющего возможность двигаться в закрытом цилиндре, непосредственным давлением пара на этот поршень. При этом работа равняется произведению силы давления пара на путь, пройденный поршнем. Поршень может иметь или возвратно-прямолинейное перемещение или вращательное движение.

В другом случае потенциальная энергия пара преобразуется сперва в кинетическую: пар расширяется, и за счет падения его теплосодержания возрастает скорость. На рабочем органе машины (диске с лопатками) происходит затем превращение кинетической энергии пара в механическую работу за счет понижения скорости пара.

В первом случае мы имеем паровую поршневую машину с возвратно-движущимся или вращающимся поршнем; во втором случае — паровую турбину.

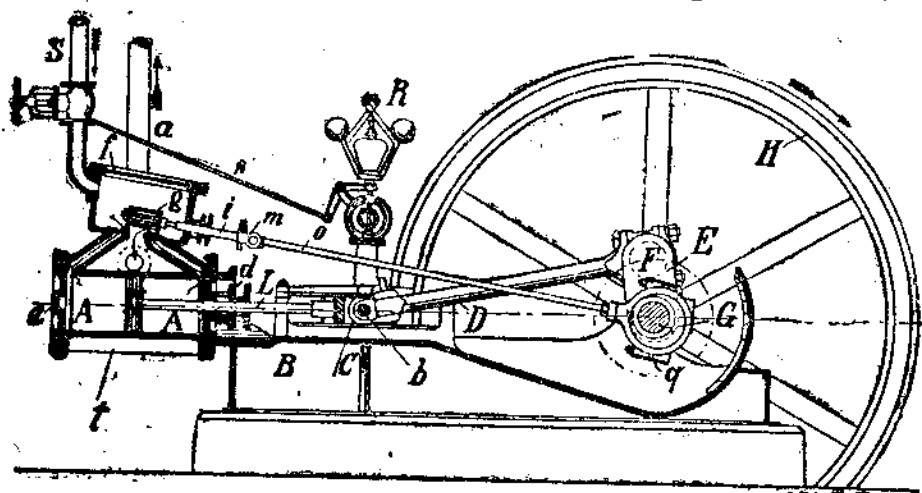
Предметом настоящего курса будут служить исключительно поршневые машины с возвратно-движущимся поршнем. По укоренившемуся в технической литературе обычаю мы будем называть эти двигатели паровыми машинами, отбрасывая термин «поршневые».

Машины с вращающимся поршнем именуются коловратными. Область применения их совершенно незначительна.

Паровые турбины по своему термическому процессу и по конструкции настолько отячены от паровых машин, что изучение их должно быть выделено в самостоятельный курс.

Схема простейшей паровой машины представлена на фиг. 1.

В паровом цилиндре А, закрытом с обеих сторон крышками *d* и *e*, может перемещаться дискообразное тело — поршень К. Поршень делит цилиндр на две полости: левую и правую, причем первая иногда называется стороной крышки, вторая — стороной кривошипа (при том расположении частей машины, какое показано на *схеме*). Пар поступает попеременно в левую и правую полости, причем, когда в одну из полостей происходит выпуск острого пара, из другой выпускается пар, отработавший за предыдущий ход. Само собой понятно, что обе полости должны быть плотно разведены друг от друга, для чего рабочая (внутренняя) поверхность цилиндра делается строго цилиндрической, а поршень снабжается дружными кольцами, которые плотно прижимаются к поверхности цилиндра.



шатунa *D* передаются кривошпну *E*, насаженному на коренной вал машины. Шатунно-кривошипным механизмом прямолинейные движения поршня преобразуются во вращательное движение вала, от которого и заимствуется механическая работа для передачи ее машинам-орудиям.

В крупных машинах поршень снабжают контрштоком, проходящим сквозь левую крышку цилиндра. Контршток имеет также ползун, скользящий по направляющей плоскости. В этом случае поршень со штоком

представляет собой как бы балку на 2 опорах — в ползуне и в крейцкопфе — и поршень, находясь в цилиндре на весу, в минимальной степени срабатывает поверхность цилиндра.

Шатун соединяется с крейцкопфом при помощи крейцкопфного пальца b и с кривошипом — при помощи кривошипного пальца F .

Вал машины лежит в коренных подшипниках, число которых не менее 2. Подшипники вместе с параллелями обыкновенно образуют одну отливку, называемую рамой машины B . Рама покоится на фундаменте и скреплена с ним фундаментными болтами. Паровой цилиндр в маленьких машинах находится на весу, будучи скреплен с параллелями. В более или менее крупных машинах цилиндр имеет всегда особую опору.

Крайние положения поршня называются мертвыми, так как при этих положениях вал не может быть повернут давлением на поршень. Пространство между поршнем в его мертвом положении и крышкой цилиндра, включая сюда и объем каналов, подводящих и отводящих пар, называется вредным пространством цилиндра, а его поверхность — вредными поверхностями.

Впуск и выпуск пара производится специальным парораспределительным механизмом, приводимым обычно от коренного вала машины. На данной схеме пар поступает по трубе S в золотниковую коробку f . В последней по золотниковому зеркалу перемещается золотник g , распределяющий впуск и выпуск пара для обеих полостей цилиндра. Отработавший пар удаляется по трубе a . Золотник приводится в движение эксцентрикком q при посредстве эксцентриковой тяги o и золотникового штока i .

Для того чтобы ограничить узкими пределами колебания числа оборотов, при машине всегда имеется регулятор, назначение которого устанавливать количество или качество пара, впускаемого в машину, в соответствии с ее нагрузкой. В данном случае регулятор R действует на дроссельный клапан S и при уменьшении нагрузки вызывает торможение пара.

Скорость поршня на протяжении его хода непрерывно меняется от нуля в мертвом положении до некоторого максимума в среднем положении. Для равномерности хода машины, т. е. для получения более или менее постоянной угловой скорости вращения вала, на последний насаживают тяжелый маховик H , накапливающий энергию во время избытка движущей силы и отдающий энергию во время превышения сил сопротивления. В то время как регулятор стремится поддерживать постоянное число оборотов, маховик заставляет держаться примерно на одном уровне угловую скорость вращения в течение одного оборота.

§ 2. Классификация паровых машин.

Изображенная на схеме (фиг. 1) машина представляет собою горизонтальную одноцилиндровую машину простого расширения, двойного действия, с переменным направлением потока пара.

В отличие от вышеописанной общей схемы пар может впускаться только в одну полость цилиндра и оказывать давление на поршень только с одной стороны (всегда со стороны крышки). Другая же сторона цилиндра делается открытой и поршень здесь соприкасается с атмосферой. Такие машины называются машинами простого действия в отличие от более распространенных машин двойного действия.

Первая конструкция иногда применяется в судовых вертикальных машинах.

В машине, изображенной на схеме (фиг. 1), пар входит в цилиндр и выходит из него с одной и той же стороны (возле крышки), по одному и тому же каналу. В каждой из полостей цилиндра пар следует за движением поршня, и направление потока пара поэтому переменное.

По такому принципу исключительно и строились паровые машины до 1910 г., и для определения их не приходилось создавать особого термина.

Около 1910 г. проф. Штумпфом была введена в обиход прямооточная машина, часто называемая машиной Штумпфа. Эта машина характерна тем, что выпуск пара происходит посредине цилиндра в конце хода поршня, и, таким образом, пар в каждой полости движется лишь в одном направлении вдоль цилиндра.

Так как для машин не прямооточных нет подходящего краткого термина, в дальнейшем мы будем всегда понимать при наименовании паровой машины просто машину с переменным направлением движения пара, в случае же прямооточной машины — оговаривать это особо.

В зависимости от того, каким паром работает машина, различают машины для перегретого и для насыщенного пара.

Машина, построенная для перегретого пара, всегда может работать и насыщенным паром, чего нельзя сказать про обратный случай.

Паровая машина может работать на атмосферу, на конденсацию или с противодавлением. В первом случае пар из машины выпускается в атмосферу, во втором случае — в особое устройство, называемое конденсатором, в котором поддерживается давление ниже атмосферного (обычно $0,2 \div 0,3 \text{ атм.}$).

Машина работает с противодавлением, если отработавший пар выпускается с давлением выше атмосферного и используется затем обычно для целей нагрева. Величина противодавления может быть довольно значительна, но чаще всего составляет $2 \div 4 \text{ атм.}$

Различают машины одно- и многоцилиндровые. В последнем случае все цилиндры работают на общий вал.

В простейшем случае в каждый из цилиндров поступает острый пар, и машина состоит из комплекта совершенно одинаковых цилиндров, расположенных обычно один рядом с другим. Такие машины называют машинами простого расширения (двоенными, строеными и т. д.).

В отличие от них, многоцилиндровые машины исполняются также в виде машин многократного расширения (двойного, тройного, реже четверного).

В машинах многократного расширения острый пар поступает только в один из цилиндров, называемый цилиндром высокого давления или малым цилиндром. В нем пар расширяется не до конечного давления выпуска, а до некоторого более высокого.

С этим промежуточным давлением тот же (отработавший в малом цилиндре) пар поступает в следующий цилиндр. Если машина двойного расширения, пар в этом цилиндре расширяется до конечного давления выпуска, и цилиндр именуется цилиндром низкого давления или большим цилиндром. В машинах тройного расширения пар из малого цилиндра поступает сначала в средний (цилиндр среднего давления), а оттуда в большой цилиндр (низкого давления).

Машины двойного расширения строятся с цилиндрами, расположенными рядом (фиг. 3) или один за другим (фиг. 2). В первом случае кривошипы обоих цилиндров сдвинуты на угол 90° один относительно другого. Такая система именуется машиной компаунд. Во второй машине, машине-тандем, оба поршня насажены на один шток и работают на общий кривошип.

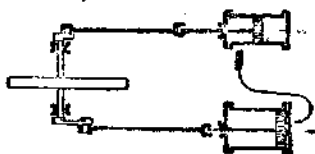
Машины тройного расширения строятся по типам компаунд, тандем или по смешанному типу тандем-компаунд.

Трубы, по которым в машинах многократного расширения пар переходит из одного цилиндра в другой, называются ресивером. Давление пара в ресивере является, таким образом, давлением выпуска из одного цилиндра и впуска в следующий.

Иногда из ресивера часть пара отбирают для использования его в нагревательных приборах. Такая система, как будет показано ниже, представляет значительные выгоды в смысле использования теплоты пара и применяется в тех случаях, когда для целей нагрева в данном производстве требуется количество пара меньше, чем то, которое проходит через паровую машину. Вместо того чтобы ставить специальный котел низкого давления, пар отбирается из ресивера, давление в котором устанавливается в соответствии с нуждами производства.



Фиг. 2. Тандем-машина.



Фиг. 3. Машина-компаунд.

Машины этого типа именуются машинами с промежуточным отбором пара и строятся обычно в виде тандем-машин, которые не так чувствительны к изменению распределения нагрузки между цилиндрами, как машины компаунд. При колеблющемся отборе пара из ресивера распределение общей мощности между обоими цилиндрами, конечно, крайне неравномерное.

В зависимости от рода парораспределения различают машины золотниковые, крановые и клапанные. В редких случаях применяют автоматические парораспределения, управляемые изменением давления пара в цилиндре.

Несколько отличаются в конструкции отдельные детали горизонтальные и вертикальные машины. Последние применялись раньше (до появления паровых турбин), главным образом, при больших мощностях, теперь — в судовых и быстроходных конструкциях.

Машины с числом оборотов до 150 в минуту можно считать тихоходными, с более высоким числом оборотов — быстроходными (обычно 300 — 400 в минуту).

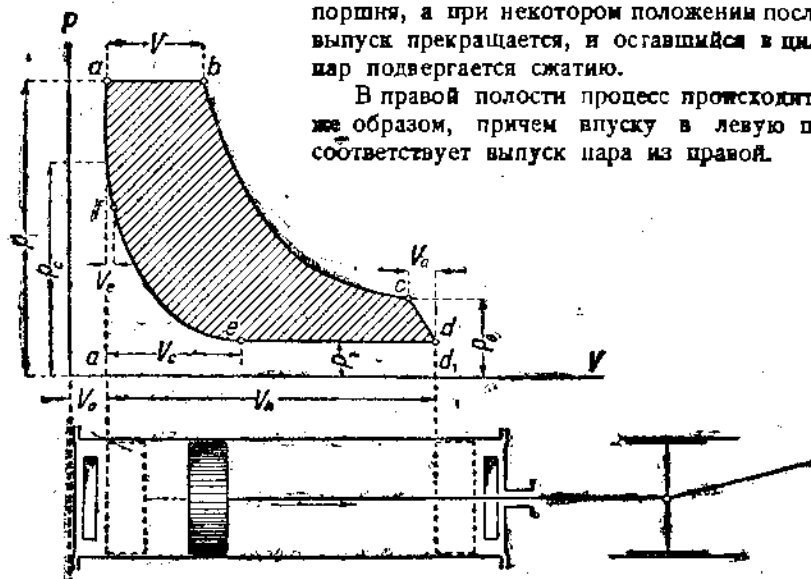
До последнего времени машины работали преимущественно паром давлением $8-15$ ат. Мы будем называть их машинами среднего давления. В отличие от них машинами высокого давления можно считать те, которые работают паром давлением свыше 25 ат. В построении уже машинах этого рода применяют давление пара до 130 ат.

§ 3. Индикаторная диаграмма.

Паровая машина работает обычно следующим образом.

При левом мертвом положении поршня (фиг. 1) начинается впуск ост-рого пара в левую полость цилиндра. Под давлением пара поршень дви-гается вправо. При некотором положении поршня впуск пара прекращается. Момент окончания впуска называется отсечкой. Так как при дальнейшем движении поршня объем левой полости цилиндра увеличивается, пар, впу-щенный в цилиндр, расширяется. В правом мертвом положении левая по-лость цилиндра сообщается с пространством выпуска (атмосфера, конденса-тор), и при движении поршня влево пар выталкивается из цилиндра. Выпуск пара, так же как и впуск, не длится на протяжении всего хода поршня, а при некотором положении последнего выпуск прекращается, и оставшийся в цилиндре пар подвергается сжатию.

В правой полости процесс происходит таким же образом, причем впуску в левую полость соответствует выпуск пара из правой.



Фиг. 4. Индикаторная диаграмма паровой машины.

Для лучшего выравнивания давлений при начале впуска и начале вы-пуска моменты эти в действительности не совпадают с мертвыми положе-ниями поршня. И впуск и выпуск пара начинаются еще до прихода поршня в соответствующее мертвое положение на величину предварения впуска или выпуска.

Указанный процесс удобнее всего рассматривать в его графическом изображении. Обычно он строится в координатах pV (давление — объем). Диаграмма изображает изменение давления пара в функции объема ци-линдра и называется индикаторной диаграммой.

Образец индикаторной диаграммы (для левой полости цилиндра) пред-ставлен на фиг. 4, причем для ясности под диаграммой начерчена схема парового цилиндра.

Поршень вычерчен в мертвом положении. Объем свободного простран-ства V_0 отложен от начала координат. В точке a начинается рабочий

процесс машины. На протяжении отрезка ab , соответствующего части V рабочего объема цилиндра, происходит выпуск пара при давлении p_1 . Точка b определяет момент отсечки. Объем находящегося в цилиндре пара в этот момент составляет $V + V_0$.

Отношение $\frac{V}{V_h} = \epsilon$ называется степенью наполнения и обычно измеряется в процентах рабочего объема цилиндра V_h .

От точки b начинается расширение пара.

В точке c — начало выпуска, давление пара постепенно падает до конечного давления выпуска p_2 . Давление в конце расширения, предполагая, что последнее продолжается до мертвого положения поршня, мы будем обозначать p_c . Объем, освобождаемый за время предварения выпуска обозначен через V_a .

Пунктиром показано правое мертвое положение поршня. Линия de соответствует выпуску пара при давлении p_2 . В точке e начинается сжатие пара, а в точке f — выпуск острого пара. V_c представляет собой пространство сжатия; отношение $\frac{V_c}{V_h} = \epsilon_c$ — степень сжатия, p_c — давление в конце сжатия, для случая, когда последнее продолжено до мертвого положения поршня. V_a — часть рабочего объема в момент предварения впуска.

Площадь индикаторной диаграммы $abcdef$ представляет собою, как известно из термодинамики, работу пара, находящегося с одной стороны поршня, за один оборот вала.

Так как объем цилиндра пропорционален длине его, то можно считать, что длина диаграммы представляет собою ход поршня.

Индикаторную диаграмму можно снять с работающей машины при помощи специального прибора, называемого индикатором. Пишущий аппарат этого прибора находится под давлением пара в цилиндре машины, бумаге же, накрученной на барабан, сообщается перемещение, соответствующее движению поршня. На бумаге получается график изменения давления пара в функции хода поршня, т. е. индикаторная диаграмма.

§ 4. Использование тепла в паровых машинах и области их применения.

Из имеющихся в каждом килограмме пара i_1 калорий в паровой машине могут быть использованы максимально $i_1 - i_2$ калорий, где i_1 — теплосодержание отработавшего пара в случае полного адиабатического расширения его в машине. Так как отработавший пар, даже самого низкого давления, обладает скрытой теплотой испарения, составляющей главную часть полной теплоты пара, — использование тепла в паровых двигателях вообще не может быть высоким.

В машинах среднего качества общий коэффициент использования теплоты топлива (учитывая, следовательно, и потери в паровом котле) составляет $10 + 12\%$. В хороших современных машинах к. п. д. доходит до 17% . При самых благоприятных условиях и с применением пара очень высоких давлений к. п. д. установок с паровыми машинами может дойти до $20 + 25\%$. Нет никаких оснований предполагать, что даже в будущем могут быть достигнуты более высокие цифры.

С точки зрения использования теплоты топлива паровые машины не могут конкурировать с двигателями внутреннего сгорания; с другой стороны, область больших мощностей паровые машины должны были уступить турбинам. В связи с этим для паровых машин остались следующие преимущественные области применения:

1. Подвижные машины — паровозы, пароходы и локомобили. В первых двух случаях расход топлива приносится в жертву простоте обслуживания, долговечности, удобству реверсирования, возможности большой перегрузки. В третьем случае, кроме указанных преимуществ, особенно ценится возможность использования в толке локомобиля любых сортов топлива.

Современные паровозные машины всегда работают перегретым паром на атмосферу и строятся или простого расширения (сдвоенными, строеными, счетверенными) или по типу компаунд. Парораспределение обычно золотниковое.

Судовые машины чаще всего строятся вертикальными компаунд с расширением пара до четырехкратного. Перегрев пара применяется лишь в последнее время. Машина всегда работает на конденсацию и имеет обычно золотниковое распределение.

Локомобильные машины выполняются или одноцилиндровыми или двукратного расширения (тандем или компаунд). Стационарные локомобили обычно имеют пароперегреватель и работают на конденсацию. Парораспределение золотниковое или клапанное.

2. Стационарные машины для малых и средних мощностей. Обычно применяются: а) в случае совместного использования теплоты пара в машине и для целей нагрева; б) в случае наличия дешевого малоценного топлива, не пригодного для двигателей внутреннего сгорания; в) наконец, в тех случаях, которые упомянуты в пункте о подвижных машинах, когда расход топлива имеет не столь существенное значение.

Осбенно выгодно применение паровых машин при совместном использовании тепла и для целей нагрева. Общий к. п. д. таких установок доходит до 80%. Применение паровых машин в этих установках по целому ряду причин всегда более целесообразно, чем двигателей внутреннего сгорания. Есть основание предполагать, что в будущем этот тип машин (с противодавлением и с промежуточным отбором пара) будет наиболее жизненным.

3. Машины высокого давления. Вопросу о применении пара высокого давления посвящается особый отдел. Здесь отметим лишь, что в установках высокого давления особенно выгодно комбинировать паровую машину в области высокого давления с паровой турбиной в области низкого давления. При этом каждый из двигателей работает в наиболее выгодных для него условиях, и к. п. д. установки легко может конкурировать с коэффициентом использования тепла в двигателях внутреннего сгорания. Есть основания предполагать, что паровая машина, как часть паросиловой установки высокого давления, получит широкое распространение.

Для обычных стационарных машин в настоящее время наибольшее распространение получил прямоточная система. Наряду с ней, впрочем, выпускаются и машины прежнего типа. Машины Штумпфа строятся одноцилиндровыми, других систем — также компаунд и тандем. Парораспределение чаще всего клапанное, расположение цилиндров горизонтальное.

Пар применяется в новых машинах обычно перегретый с все более и более повышающимся давлением (имеются уже машины с давлением пара около 130 ат, и нет никаких препятствий к осуществлению машины и для более высокого давления). Конденсационная установка — неременная часть современной паровой машины.

Из сказанного ясно, что паровая машина далеко еще не отжила свой век; она имеет значительные области применения; несмотря на ее совершенство, она прогрессирует в своем развитии, а потому и изучение паровой машины попрежнему необходимо со всей тщательностью, которую может требовать широко распространенный двигатель.

ЧАСТЬ I.

РАБОТА ПАРА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ.

1. ОБРАЗЦОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ПАРОВЫХ МАШИН.

§ 5. Цикл Карно.

Для того чтобы иметь возможность судить о степени совершенства работы пара в машине, необходимо выбрать какой-либо процесс, который мы будем считать образцовым и с которым будем сравнивать действительный процесс паровой машины.

Коэффициент полезного действия образцового процесса не может быть равен единице по причинам, указанным в § 4, что не мешает, однако, такому циклу называться идеальным.

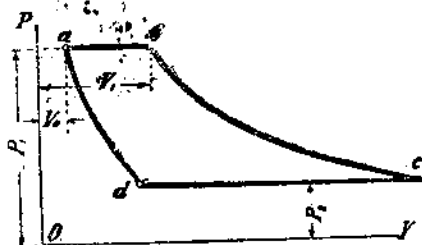
Во всяком случае, при выборе образцового процесса необходимо иметь в виду следующее:

1) к. п. д. цикла должен быть достаточно высок;

2) цикл с известным приближением должен удовлетворять возможности его действительного осуществления и притом со всей практической целесообразностью;

3) цикл должен быть выбран так, чтобы при его помощи можно было бы сравнивать между собой самые различные машины.

Процесса, удовлетворяющего всем этим требованиям, строго говоря, нет, и мы рассмотрим ряд образцовых циклов, лишь отчасти подходящих для наших целей.



Фиг. 5. Цикл Карно.

Наиболее совершенным с термодинамической точки зрения является цикл Карно.

В применении к водяному пару цикл этот состоит из следующих отдельных процессов (фиг. 5), которые мы будем предполагать пока совершающимися все в цилиндре паровой машины.

1. Испарение воды температурой t_1 , находящейся под давлением p_1 и занимающей объем V_1 ; обращение ее в пар той же температуры t_1 и соответствующего ей того же давления p_1 .

Процесс происходит при постоянной температуре и на диаграмме в координатах pV изображается изотермой ab . Отрезок V_1 представляет собою объем полученного пара.

2. Адиабатическое расширение пара до конечного давления выпуска p_2 с соответствующей ему температурой t_2 . Адиабата расширения представляется кривой bc и предполагает, конечно, абсолютно нетеплопроводные стенки парового цилиндра.

3. Выталкивание пара в пространство (конденсатор) с постоянным давлением p_2 и температурой t_2 — или изотермический отвод тепла, во время которого часть пара конденсируется. На диаграмме получаем линию cd .

4. Адиабатическое сжатие смеси воды и пара по кривой da . Начало сжатия выбирается с таким расчетом, чтобы в конце этого процесса получить вновь воду температурой t_1 и под давлением p_1 .

Практическое осуществление процесса может происходить следующим образом. Испарение воды совершается в паровом котле, и линия ab на

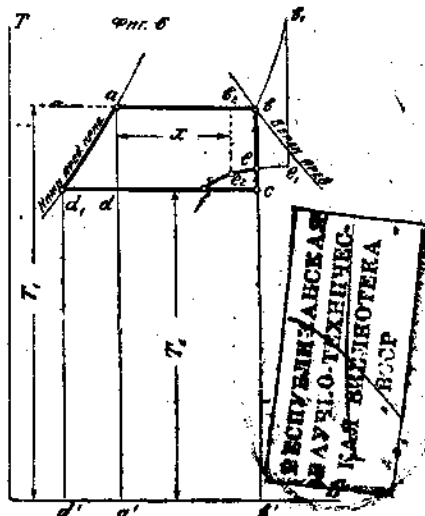
диаграмме указывает объем пара, впускенного в цилиндр машины. Линия bc изображает расширение пара в цилиндре, линия cd — выпуск пара из него. В действительных машинах, однако, весь пар обращается в воду в конденсаторе и затем подается в котел питательным насосом, хотя и под давлением p_2 , но при температуре t_2 , а не t_1 . Для адиабатического же сжатия смеси воды и пара, как это требуется циклом Карно, необходимо было бы иметь специальный компрессор с чрезвычайно большой затратой мощности на его работу. Термодинамическая польза такого компрессора была бы сведена на-нет, ухудшением механического к. п. д. всей установки, а потому цикл Карно практически нецелесообразен. Независимо от этого, цикл Карно неприменим для машин, работающих перегретым паром, так как при постоянном давлении пара линия ab является изотермой лишь в области насыщенного пара.

Коэффициент полезного действия цикла Карно легко определить, построив его в координатах $T-S$ (фиг. 6).

На этой диаграмме линия испарения изобразится прямой ab , линия адиабатического расширения — вертикалью bc , линия выпуска — изотермой cd и линия сжатия — адиабатой da . Количество работы в тепловых единицах, получившееся в результате цикла, измеряется площадью $abcd$, все же затраченное количество тепла — площадью $abb'a'$. Коэффициент полезного действия процесса (термический к. п. д.):

$$\eta_t = \frac{\text{площ. } abcd}{\text{площ. } abb'a'} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (5)$$

Если, например, абсолютная температура пара в котле



Фиг. 6. Идеальные процессы паровой машины в координатах $T-S$.

МИНСКИЙ ВЕД. 1984°
Бригадир (с. 10-11),
2. Жиряцкий

А. С. П. УЗОРК И НА

ОУНДАННИКА
А. С. П. УЗОРК И НА
Г. У. К. Р. Е. Б. Р. А. П. О. А.
И. М. Зайцева В. М.

а в конденсаторе

$$T_2 = 333^\circ$$

$$(p_2 = 0,2 \text{ атм}),$$

то

$$\eta = \frac{484 - 333}{484} = 0,312.$$

Как мы увидим дальше, величину этого коэффициента следует считать высокой и недостижимой при других циклах.

§ 6. Цикл Рэнкина¹.

Этот цикл принят за образцовый Английским обществом инженеров и приближается к действительному процессу в машине, если не учитывать потерь, связанных с дросселированием пара, теплопроводностью стенок цилиндра и вредным пространством.

В процессе Рэнкина предполагаются: 1) адиабатическое расширение пара до давления выпуска, 2) питание котла водой с температурой выпускаемого пара, 3) равенство давления и температуры пара в котле с таковыми же при вступлении в цилиндр, 4) равенство давления и температуры пара при выпуске из цилиндра с таковыми же в конденсаторе, 5) отсутствие каких бы то ни было потерь, связанных с утечкой пара, дросселированием его и т. п.



Фиг. 7. Цикл Рэнкина.

Правила 3 и 4 не всегда соблюдаются, и часто принимают за давление выпуска на диаграмме цикла Рэнкина — давление пара перед машиной, а за давление выпуска — давление пара непосредственно за машиной.

Цикл Рэнкина в координатах $p-v$ представлен на фиг. 7: ab изображает ли-

нию впуска (испарения, если считать, что весь цикл происходит в цилиндре машины) bc — адиабатического расширения пара до давления p_2 , cd — линию выпуска и конденсации пара, причем, в отличие от цикла Карно, в точке d весь пар обращен в воду, da — сжатие воды до начального давления p_1 и перекачивание ее в котел, где вода нагревается до температуры t_1 и испаряется.

В координатах $T-S$ цикл Рэнкина изображается площадью $abcd_1$ (фиг. 6). Работа пара по циклу Рэнкина больше работы по циклу Карно (площ. $abcd_1$ больше площ. $abcd$), но к. п. д. первого цикла меньше второго: для выигрыша сравнительно небольшой полезной площади add_1 приходится затратить добавочное количество тепла, измеряемое площадью $aa'd'd_1$. Термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{\text{площ. } abcd_1}{\text{площ. } abb'd'd_1} < \frac{\text{площ. } abcd}{\text{площ. } abb'a'a'}.$$

¹ Вернее Кляузус-Рэнкина.

Величину коэффициента η_t проще и точнее всего можно определить при помощи i - s диаграммы.

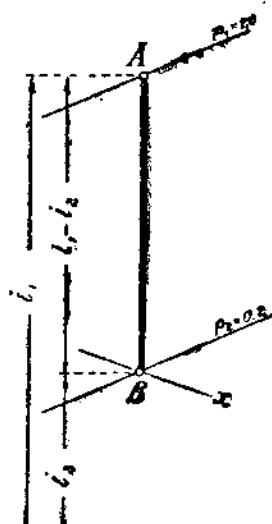
Назовем работу 1 кг пара, изображаемую площадью $abcd$ (фиг. 7) — L_0 , теплосодержание пара при впуске — i_1 , при выпуске — i_2 .

Тогда

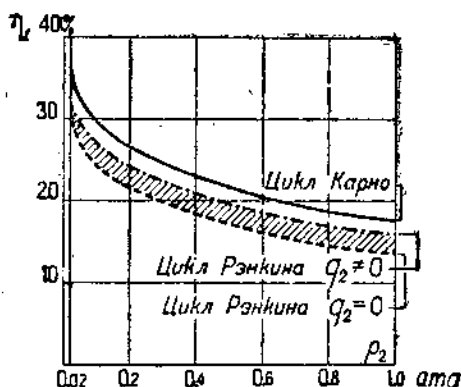
$$AL_0 = i_1 - i_2,$$

$$\eta_t = \frac{AL_0}{i_1 - q_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2}, \quad (2)$$

где q_2 — теплосодержание питательной воды, в данном случае соответствующее температуре t_2 в конденсаторе.



Фиг. 8. Адиабатическое расширение пара в координатах i - s .



Фиг. 9. Зависимость термического к. п. д. от давления выпуска.

Падение теплосодержания при адиабатическом расширении на i - s -диаграмме (фиг. 8) представляется отрезком AB . Для тех же числовых значений, которые взяты нами для цикла Карно ($p_1 = 20 \text{ атм}$, $p_2 = 0,2 \text{ атм}$), найдем для цикла Рэнкина:

$$i_1 = 668 \text{ ккал/кг}^1$$

$$i_2 = 498 \quad \gg$$

$$q_2 = 60 \quad \gg$$

$$\eta_t = \frac{668 - 498}{668 - 60} = 0,28.$$

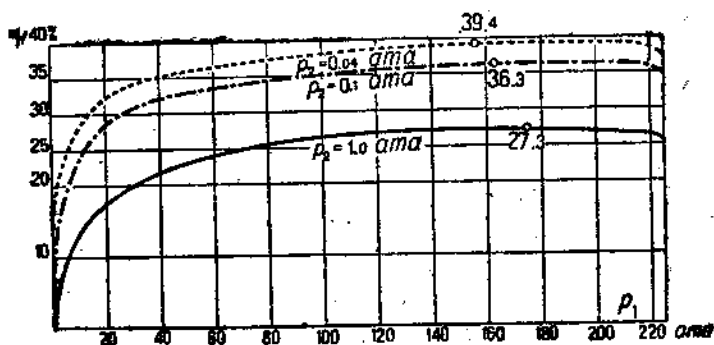
¹ Величины теплосодержаний взяты по i - s -диаграмме, приложенной к «Nene Tabellen und Diagramme für Wasserdampf» von R. Mollier, 1928.

Для того чтобы выяснить, каким образом влияет вакуум в конденсаторе на термический к. п. д., построим кривую зависимости η_t от p_1 . Это построение выполнено на фиг. 9. Верхняя кривая относится к циклу Карно. Средняя кривая построена по формуле (2), помня, что q_2 — теплосодержание жидкости при температуре t_2 . Нижняя кривая дает ту же зависимость, но в предположении, что температура питательной воды равна 0° и, следовательно,

$$\eta_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1}$$

Что касается p_2 , то во всех случаях оно взято 10 атм.

Из диаграммы видно, что η_t возрастает с увеличением вакуума, причем теоретическая выгода высокого вакуума особенно значительна в последнем случае.



Фиг. 10. Зависимость термического к. п. д. от давления пара.

Повышение давления при впуске особенно благоприятно отзывается на термическом к. п. д.

Как видно из фиг. 10, построенной для насыщенного пара и различных противодавлений, η_t быстро возрастает при повышении давления пара до 20 атм. Далее увеличение η_t идет замедленным темпом, особенно при давлениях свыше $80 + 100 \text{ атм.}$ Максимального значения η_t достигает при давлениях $180 + 200 \text{ атм}$ (последние цифры приблизительны, поскольку нет еще точных исследований свойств пара этого давления). Следует отметить, однако, что при повышении давления от 80 до 180 атм η_t увеличивается всего на $1,5\%$.

Теоретические выгоды от применения перегретого пара показаны на фиг. 11. Здесь построены кривые для η_t в функции степени перегрева (разности температур перегретого и насыщенного пара) для случаев работы на конденсацию (верхняя кривая) и на атмосферу. В обоих случаях $p_1 = 10 \text{ атм.}$

Из этого и предыдущего графиков ясно, что повышение давления теоретически более выгодно, чем перегрев пара.

О действительной выгоде применения пара высокого давления, перегретого пара и конденсации будет сказано ниже.

Для выяснения максимальных величин к. п. д. цикла Рэнкина укажем еще следующие данные: для $p_1 = 180 \text{ атм}$, $t_1 = 500^\circ$, $p_2 = 0,1 \text{ атм}$.

$$i_1 = 785 \text{ кал/кг}; \quad i_1 - i_2 = 314;$$

$$q_2 = 45 \text{ кал/кг};$$

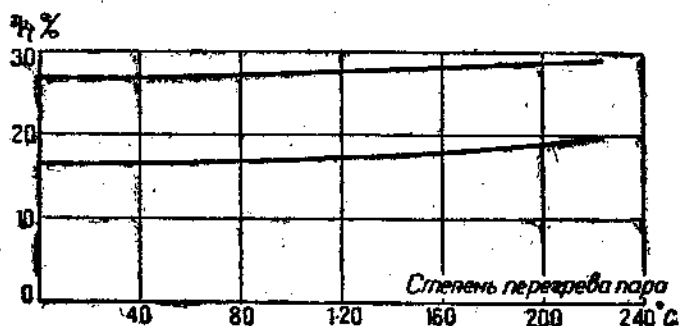
$$\eta_i = 0,425.$$

Для тех же значений p_1 и t_1 , а $p_2 = 0,02 \text{ атм}$:

$$i_1 - i_2 = 353 \text{ кал/кг};$$

$$\eta_i = 0,46.$$

Последняя цифра является максимальной для идеального парового двигателя, работающего во циклу Рэнкина в крайних практически допустимых пределах давления и температуры пара.



Фиг. 11. Зависимость термического к. п. д. от температуры перегрева пара.

Цикл Рэнкина, как образцовый процесс, обладает тем недостатком, что благодаря асимптотическому характеру кривой расширения, объем парового цилиндра, пропорциональный длине диаграммы в координатах p - v , получается чрезмерно большим. При окончании расширения в точке e рабочий объем цилиндра значительно сокращается за счет потери лишь небольшой площадки ecf диаграммы (фиг. 7).

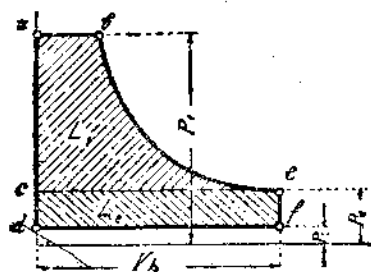
§ 7. Цикл Мейера.

Руководствуясь вышесказанным, проф. Мейер предложил считать образцовым процессом для паровых машин укороченный цикл Рэнкина.

Мейер при этом указывает, что достигнуть полного расширения пара в цилиндре не представляет для конструктора каких-либо затруднений. Однако машины с полным расширением невыгодны, благодаря возрастающей с размерами цилиндра стоимости машины и вследствие увеличения ряда потерь, связанных с объемом цилиндра. Образцовым циклом нужно

считать процесс не только теоретически, но и экономически выгодный, и таким проф. Мейер намечает цикл, изображаемый диаграммой $abefi$ на фиг. 7.

Пригодность процесса Мейера в качестве образцового (практически — идеального) подтверждена Союзом германских инженеров и зафиксирована в «Нормах для испытания паровых машин». При этом в образцовой диаграмме берется та же степень расширения $\frac{V_2}{V_1}$, что и в действительной машине, но процесс строится в предположении отсутствия потерь, связанных с дросселированием, утечкой пара, влиянием вредного пространства (отсутствие сжатия пара) и теплопроводностью стенок цилиндра.



Фиг. 12. Цикл Мейера.

В координатах $T-S$ цикл Мейера изображается диаграммой $abefd_1$ (фиг. 6). По сравнению с циклом Рэнкина имеется потеря тепла, выражаемая площадкой esf , ограниченной сверху изоплерой ef .

Если пар влажный (со степенью сухости x), то расширение пара изображается адиабатой b_1e_1 . В случае работы перегретым паром, состояние пара при впуске представится кривой abb_1 , а вся диаграмма будет измеряться площадью

$abb_1e_1fd_1$. Кривые расширения перегретого и влажного пара изображены на фиг. 7 в виде адиабат b_1e_1 и b_2e_2 .

Так как площадь диаграммы Мейера (фиг. 12) может быть разбита на площади $abes$ и $cefd$, то работу этого процесса проще всего вычислить при помощи $i-s$ -диаграммы.

Площадь $abes$ представляет собою работу адиабатического расширения пара от давления p_1 до давления p_2 с соответственным падением теплосодержания от i_1 до i_2 .

Поэтому для 1 кг расширяющегося пара

$$L_1 = \frac{i_1 - i_2}{A}.$$

Если σ_e удельный объем пара в точке e , то

$$L_1 = (p_1 - p_2) \sigma_e.$$

Удельный объем пара в конце расширения

$$\sigma_e = x \sigma_e'',$$

где x — степень сухости — находится по $i-s$ -диаграмме для точки e , σ_e'' — удельный объем сухого насыщенного пара — находится по таблицам для давления p_2 .

Если в точке e пар еще перегрет, то

$$\sigma_e = \frac{0,00471 T_e}{p_2} = 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

T_s — абсолютная температура;
 ρ_s — в кг/см^3 .

Вся работа процесса в кДж

$$L = L_1 + L_2 = 427 (i_1 - i_2) + 10\,000 (p_s - p_2) v_s. \quad (3)$$

Термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{AL}{i_1 - q_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2} + \frac{10\,000 (p_s - p_2) v_s}{427 (i_1 - q_2)}. \quad (4)$$

Для того чтобы упростить вычисления при нахождении η_t , на фиг. 13¹ даны значения величины

$$B = \frac{10\,000 (p_s - p_2) v_s}{427},$$

легко определяемые, как ординаты нанесенных на графике кривых в функции давления p_s , отложенного по оси абсцисс.

При пользовании формулой (4) величину B следует умножить на степень сухости пара x в конце расширения и разделить на $i_1 - q_2$. Величина $\frac{Bx}{i_1 - q_2}$ и представляет собою второй член формулы (4).

Пример. Определить к. п. д. цикла Мейера для машины, работающей при следующих данных:

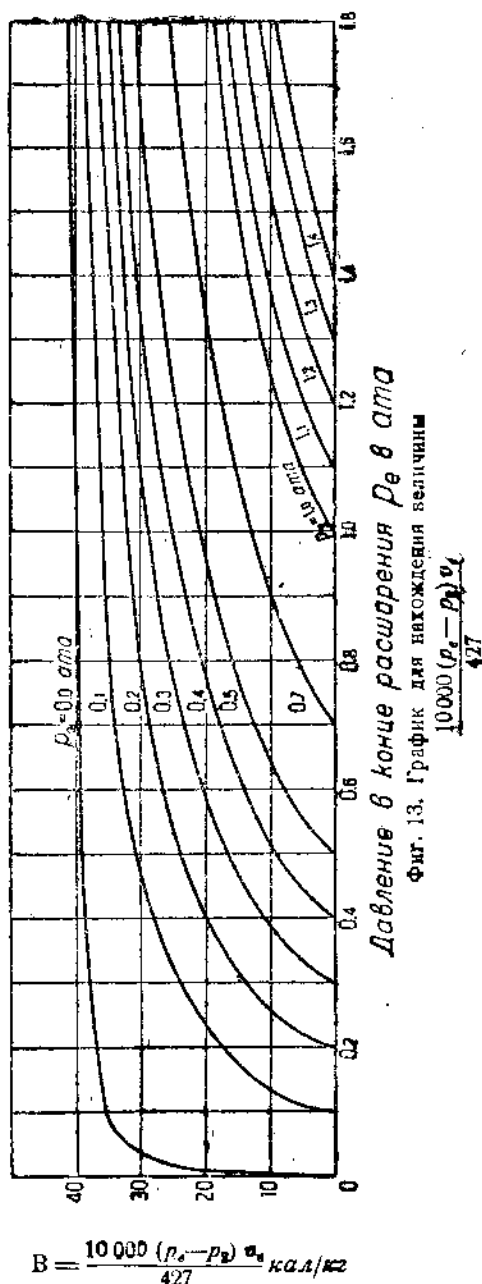
$p_1 = 20 \text{ ата}$ (пар насыщенный)
 $p_2 = 0,2 \text{ »}$
 $p_s = 1,2 \text{ »}$

По диаграмме $i-s$ находим:

$i_1 = 668 \text{ кал/кг}$
 $i_s = 555 \text{ »}$

По таблицам для пара:

$q_2 = 60 \text{ кал/кг.}$



Давление в конце расширения p_s в ата

Фиг. 13. График для нахождения величины

$$\frac{10\,000 (p_s - p_2) v_s}{427}$$

¹ Заимствовано из книги: Gutermuth-Watzinger, Die Dampfmaschine, Bd. III, S. 224.

Удельный объем сухого насыщенного пара при давлении $p_s = 1,2 \text{ атм}$ (по таблицам)

$$v_s'' = 1,46 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Степень сухости пара в конце адиабатического расширения (по i - s -диаграмме)

$$x = 0,84.$$

Удельный объем пара в конце расширения

$$v_s = x v_s'' = 0,84 \cdot 1,46 = 1,23 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Коэффициент полезного действия цикла

$$\eta_i = \frac{668 - 555}{668 - 60} + \frac{10\,000(1,2 - 0,2) \cdot 1,23}{427(668 - 60)},$$
$$\eta_i = 0,186 + 0,047 = 0,233$$

(сравнить с коэффициентом $\eta_i = 0,28$ цикла Рэнкина, вычисленным в предыдущем параграфе при тех же данных).

При пользовании графиком по фиг. 13 второй член формулы (4) определяется проще. Из графика

$$B = 34 \text{ кал/кг.}$$

Поэтому

$$\frac{Bx}{i_1 - q_2} = \frac{34 \cdot 0,84}{608} = 0,047.$$

Коэффициент полезного действия цикла Мейера изменяется примерно по тем же законам, что и цикла Рэнкина, а потому все сказанное в § 6 относительно выгодности конденсации, пара высокого давления и перегретого пара вполне пригодно и для процесса Мейера.

Следует отметить, что и цикл Мейера не является вполне удовлетворяющим требованиям, предъявляемым к образцовому процессу.

Хейльманн и Дэрфель¹ показали, что при малых степенях наполнения площадь теоретической диаграммы, построенной по Мейеру, может оказаться меньше площади действительной диаграммы, благодаря более крутому падению кривой расширения и возможности образования петли отрицательной работы в конце расширения. Отношение площади действительной диаграммы к площади теоретической (коэффициент полноты или относительный к. п. д.) при этом получается больше единицы, что, конечно, невозможно.

Хейльманн предлагает принять за образцовый процесс такой же, как у Мейера, но с тем, чтобы давление в конце расширения p_s в теоретической диаграмме было бы таким же, каким и в действительной, и, таким образом, это давление, а не степень наполнения, как у Мейера, являлось бы основой при построении образцовой диаграммы.

Из сказанного ясно, что вопрос о выборе образцового процесса не может считаться решенным окончательно, но из всех циклов, предложенных до настоящего времени, цикл Мейера является наиболее приемлемым.

¹ См. Z. d. V. d. I. 1906 г. и «Technische Blätter», 1916.

II. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 8. Потери на пропуски пара и лученспусканне.

Не все количество пара, влущенное в паровую машину, принимает участие в ее работе. Утечка пара может происходить в органах парораспределения и паровом цилиндре. В первом случае благодаря неплотности парораспределительного органа острый пар перетекает или в паровой цилиндр в моменты, следующие за отсечкой, или (что обычно бывает в золотниковых машинах) непосредственно в паровыпускную трубу. Во втором случае происходит перетекание пара из одной полости цилиндра в другую, благодаря неплотному прилеганию поршня (вернее, поршневых колец) к стенкам цилиндра. Известная утечка пара существует также через сальники, продувательные и индикаторные краны и другую арматуру. В последних случаях утечку легко устранить, так как она происходит видимым образом и через части, легко доступные снаружи.

Пропуски пара через органы парораспределения зависят, главным образом, от конструкции и степени изношенности последних. Наибольшая утечка имеет место при плоских золотниковых распределениях, наименьшая при цилиндрических (поршневых) золотниках и поршневых клапанах. Наибольшее износу при этом подвергаются также плоские золотники. Частый осмотр распределительных органов, шабровка или притирка их (клапаны должны притираться в горячем состоянии) значительно уменьшают пропуски пара.

Утечка пара в цилиндре зависит более всего от диаметра цилиндра и разности давлений по обе стороны поршня. При увеличении обоих этих факторов увеличиваются и пропуски пара. Таким образом, утечка увеличивается с понижением давления выпуска, и, это обстоятельство отчасти ограничивает возможность применения высоких вакуумов в поршневых машинах. Следует отметить, что в прямоточных машинах, благодаря длинному поршню с большим числом колец, утечка пара в цилиндре менее значительна.

Износ стенок парового цилиндра, обычно неравномерный, сопровождающийся овализацией цилиндра, конечно, в значительной мере повышает пропуски пара. Цилиндры приходится периодически растачивать, сменяя при этом и поршень. Толщина стенки цилиндра должна быть рассчитана на возможность нескольких расточек.

Перегретый пар, как известно, обладает большей по сравнению с насыщенным паром текучестью; однако рядом испытаний установлено, что машины, работающие перегретым паром, в среднем показывают меньшие потери от пропусков, чем машины для насыщенного пара. Объясняется это более совершенной конструкцией и выполнением машин, предназначенных для перегретого пара. Интересно отметить, что при переходе на работу насыщенным паром пропуски в машине могут увеличиваться, так как благодаря изменению температуры и неодинаковому расширению отдельных частей от нагрева расстроится плотность их прилегания. Разумеется, применяя перегретый пар, приходится особо тщательно заботиться как о целесообразной конструкции органов распределения, допускающей их свободное расширение без коробления, так и о плотной пригонке их.

Грабак выражает потери на пропуск пара в одноцилиндровых машинах формулой:

$$D_b^m = \frac{8,8}{\sqrt{N_s c_m}} + \frac{1}{2c_m}, \quad (5)$$

где D_b^m — количество пара в кг/час, расходуемого через неплотности, отнесенное к одной индикаторной лошади силы машины (определение индикаторной мощности см. в § 14);

N_s — индикаторная мощность машины в лошадиных силах;

c_m — средняя скорость поршня в м/сек.

То обстоятельство, что пропуск пара увеличивается с уменьшением мощности машины, объясняется большей тщательностью изготовления крупных машин.

В машинах двукратного расширения потери на пропуск пара составляют 0,8, а в машинах тройного расширения — 0,64 от приведенного в формуле (5) значения. Это обуславливается меньшей разностью давлений в каждом из цилиндров и использованием в цилиндре низкого давления пара, утекшего из цилиндра высокого давления. В машинах для перегретого пара величина D_b^m составляет 0,75 приведенного для насыщенного пара значения.

Благодаря теплопроводности стенок цилиндра возникает потеря на лученоспускание. С этой потерей успешно борются обшивкой цилиндра материалами, плохо проводящими тепло. К таким относятся: асбест, войлок, инфузориальная земля (кизельгур), воздушные прослойки. Обычно цилиндр обшивается асбестовой массой, обертывается войлоком и на некотором расстоянии от последнего обшивается глиняным вороненым железом.

§ 9. Падение давления при впуске.

Давление впуска в начальной точке индикаторной диаграммы всегда ниже давления в котле. Объясняется это рядом сопротивлений на пути пара от котла к цилиндру машины.

Прежде всего следует отметить падение давления в паропроводе, которое идет на преодоление сопротивлений с тем, чтобы поддержать начальную скорость пара. Сопротивления обуславливаются шероховатостью стенок паропровода.

По опытам Эберле падение давления в паропроводе может быть определено формулой

$$\Delta p = \frac{10,55}{10^4} \cdot \frac{l}{d} \gamma w^3, \quad (6)$$

где Δp — падение давления пара в кг/см²,

l — длина паропровода в м,

d — диаметр его в м,

γ — удельный вес пара в кг/м³

w — скорость протекания пара в м/сек.

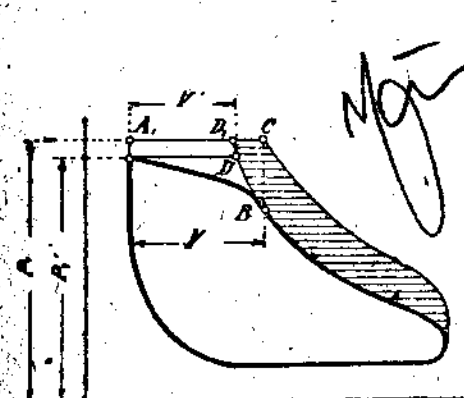
При наличии вентилей в паропроводе длину l последнего следует увеличить на 16,4 м на каждый вентиль, так как по опытам Эберле потери

давления в вентиле с проходным отверстием, равным сечению паропровода, равна потере в прямой трубе длиной 16,4 м.

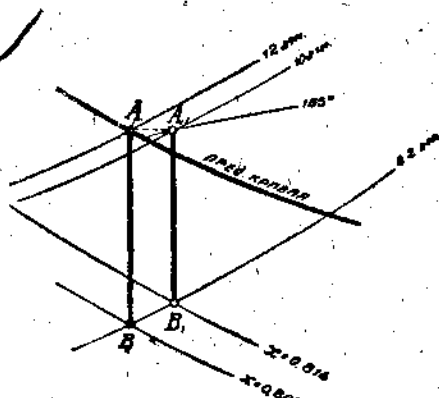
При входе в цилиндр машины пар испытывает новое понижение давления, вследствие торможения при проходе парораспределительного органа.

Из формулы (6) следует, что падение давления в большой степени зависит от скорости пара. Последняя же связана со скоростью поршня в паровом цилиндре. Поэтому, линия впуска несколько понижается по мере возрастания скорости поршня, увеличивающейся от мертвого к среднему положению (см. линию AB на фиг. 14).

Обычно в установках с не очень длинным паропроводом падение давления $p_1 - p_1'$ составляет до $0,25 \text{ кг/см}^2$, но может дойти и до 1 кг/см^2 при паропроводах значительной длины.



Фиг. 14. Падение давления при впуске.



Фиг. 15. Дросселирование пара.

Пределом допустимой скорости пара (при которой начинается практически заметное торможение) следует считать:

$$w_{\text{max}} = 70 \div 100 \text{ м/сек.}$$

При торможении пара теплосодержание его остается без изменения, поэтому пар высушивается или перегревается. Однако работоспособность пара при этом уменьшается, что ясно из рассмотрения процесса торможения на i -с-диаграмме (фиг. 15). Сухой насыщенный пар, адиабатически расширявшийся от $p_1 = 12 \text{ атм}$ до $p_2 = 0,2 \text{ атм}$, имел располагаемое падение теплосодержания (измеряемое отрезком AB):

$$i_1 - i_2 = 152 \text{ ккал/кг.}$$

При торможении пара с понижением его давления до 10 атм падение теплосодержания измеряется меньшим отрезком A_1B_1 , причем

$$i_1 - i_2 = 148 \text{ ккал/кг.}$$

Температура острого пара повысилась до 185° , т. е. пар оказался перегретым на 4° , в отработавшем же паре степень сухости увеличилась с $0,802$ до $0,814$.

Так как с перегревом пара уменьшается потеря на начальную конденсацию (см. следующий параграф), то действительное увеличение расхода пара от торможения меньше, чем это следует из вышеприведенного расчета.

Дросселирование в парораспределительном органе сказывается на индикаторной диаграмме характером линии впуска и в частности закругленным ее переходом в линию расширения (фиг. 14). Последнее объясняется особенно значительным торможением в конце впуска, когда для прохода пара остается лишь узкая щель.

Следует отметить, что наполнение машины измеряется отрезком V , и было бы неправильно установить распределение на момент отсечки в точке D , получающейся пересечением горизонтальной линии впуска с линией расширения. Величина V является теоретическим наполнением машины, из которого исходит при построении диаграммы. Если бы падение давления при впуске не имело места, то момент отсечки произошел бы в точке C и площадь диаграммы увеличилась.

Однако заштрихованная площадка не представляет собою выигрыша, так как она получилась в результате увеличения количества пара (вес пара в точке C больше, чем в точке B).

§ 10. Начальная конденсация пара (потеря от теплообмена пара со стенками цилиндра).

Температура внутренней поверхности стенок парового цилиндра зависит от температуры пара, с ней соприкасающегося. За период выпуска стенки охлаждаются. К началу впуска температура стенок несколько повышается благодаря сжатию пара, но остается все же ниже температуры острого пара.

Поэтому пар, вступая в цилиндр и придя в соприкосновение с холодными (относительно холодными, конечно) стенками, частично конденсируется и осажается на них в виде росы¹.

Эта часть пара, таким образом, расходуется бесполезно, не производя в дальнейшем механической работы. Возникает потеря, именуемая начальной конденсацией пара и достигающая подчас весьма значительных размеров.

В машинах, работающих насыщенным паром, потеря от начальной конденсации составляет 20—50% от полезного расхода пара (соответствующего степени наполнения на действительной индикаторной диаграмме).

За время впуска стенки цилиндра нагреваются, аккумулируют в себе известное количество тепла и обычно к концу расширения температура стенок оказывается выше постепенно падающей температуры пара в цилиндре. Осевший в виде росы пар при этом испаряется. Это явление, называемое вторичным испарением, никакой пользы, конечно, не приносит, так как оно происходит при низкой температуре в конце расширения; на испарение тратится значительное количество тепла, которое отнимается от стенок цилиндра и обуславливает значительное их охлаждение.

Из изложенного ясно, что начальная конденсация пара представляет

¹ Речь идет, конечно, об установившейся работе машины, а не об явлениях, происходящих в период пуска машины в ход.

собой существенную потерю в машине, и к изучению этого явления следует относиться самым внимательным образом.

На фиг. 16 представлено изменение температуры пара в цилиндре машины, работающей насыщенным паром на атмосферу. Кривая построена по данным индикаторной диаграммы. Изменение температуры отнесено к углам поворота кривошипа, т. е. построено в виде кривой в координатах: температура пара — угол поворота кривошипа. Средняя высота площади, ограниченной получившейся кривой, представляет собою одновременно среднюю температуру стенок цилиндра (по внутренней поверхности). В приведенном примере¹ она составляет $128,2^\circ$. На протяжении участка AA_1 температура пара выше средней температуры стенок, и площадь ABA_1 может быть названа «подъем начальной конденсации».

Примем нижеследующие обозначения:

t_{cp} — средняя температура пара на участке ABA_1 ,

t'_{cp} — средняя температура стенок ($128,2^\circ$),

z — время, в течение которого кривошип проходит путь AA_1 (в секундах),

F_{cp} — средняя величина поверхности, с которой приходит в соприкосновение пар на пути AA_1 (в м^2),

k — коэффициент теплопередачи между паром и стенками, т. е. количество тепла, передаваемое паром 1 м^2 стенки при разности температур в 1° в течение 1 сек.

r — теплота испарения,

G_s — количество скоонденсировавшегося пара на участке AA_1 в кг.

Между указанными величинами существует, очевидно, такая зависимость:

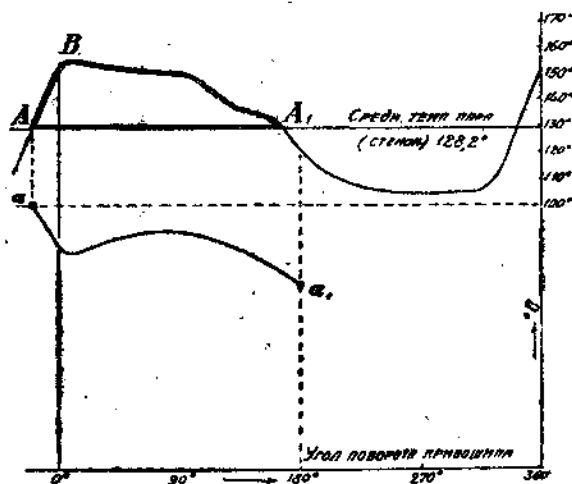
$$G_s r = k(t_{cp} - t'_{cp}) z F_{cp}$$

Отсюда можно определить расход пара на начальную конденсацию за один ход машины:

$$G_s = \frac{k(t_{cp} - t'_{cp}) z F_{cp}}{r}$$

Для коэффициента k Каллендар и Никольсон дают значение (для насыщенного пара)

$$k \approx 3,6.$$



Фиг. 16. Изменение температуры пара в цилиндре.

¹ Заимствован из Dubbel, Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, 6 Aufl.

Приведенный способ расчета, конечно, не претендует на достаточную точность (в особенности может быть оспариваемо значение коэффициента k), но дает представление о сущности явления начальной конденсации и о факторах, от которых оно зависит.

При помощи вышеуказанного метода можно определить также степень сухости пара в любом месте диаграммы. Кривая изменения сухости пара нанесена ниже (aa_1) и показывает, что наибольшее увлажнение пара происходит в начале впуска, в первое же время расширения степень сухости увеличивается (начинается вторичное испарение). В дальнейшем влажность пара увеличивается, так как преобладающее влияние получает расширение и связанное с ним увлажнение пара.

Количество конденсирующегося пара повышается:

1) с увеличением разности температур пара и стенок, вследствие чего, например, начальная конденсация достигает больших значений в машинах с малой степенью наполнения (в них ниже температура стенок);

2) с увеличением времени, в течение которого происходит теплообмен между паром и стенками; поэтому в быстроходных машинах потеря на конденсацию меньше, чем в тихоходных;

3) с увеличением поверхностей вредного пространства цилиндра, к которым относятся: крышка, поршень, боковые стенки цилиндра и каналы для подвода и выпуска пара; отсюда следует, что вредное пространство надо иметь малым не только по объему, но и по площади его поверхностей;

4) с увеличением давления пара, так как при этом уменьшается его теплота испарения.

Следует отметить также, что передача тепла к чисто обработанным поверхностям меньше, чем к необработанным стенкам. Поэтому даже при достаточной гладкой отливке внутренние поверхности крышек цилиндра и поверхность поршня рекомендуется подвергать обработке.

§ 11. Меры борьбы с начальной конденсацией пара.

а) Паровая рубашка.

Для поддержания постоянно высокой температуры стенок цилиндра последний окружают кольцевой полосой, в которую впускается горячий пар. При этом для отопления рубашки или проводят специальное ответвление от главного паропровода, или пар проходит через рубашку до поступления в машину.

Для выяснения пользы, приносимой паровой рубашкой, рассмотрим изменение температуры по толщине стенки цилиндра.

Теория Грасгофа и опытами Каллендара и Никольсона установлено, что колебание температуры происходит только во внутренних слоях стенок, наружные же слои имеют постоянную температуру. Изменение температуры по толщине стенки представлено на фиг. 17, где DE представляет толщину стенки (E — на внутренней поверхности). Верхние кривые изображают изменение температуры в стенках машины без рубашки. Ветвь ABC относится к моменту наложения ABC — к началу выпуска. Начиная с точки B , на ширине b температура стенки остается постоянной, несколько понижающейся к наружной стороне, благодаря лучеиспусканию. В нижних кривых

вых, относящихся к машине с паровой рубашкой, точки A_1 и C_1 находятся на одной высоте, кривая B_1C_1 поспышается к наружной стороне, точка B_1 приближена к внутренней стороне. Последнее указывает на то, что теплообмен в этом случае меньше, так как меньше масса металла, принимающая участие в этом обмене.

При надлежащем прогреве стенок кривая расширения приближается к аднабате, начальная конденсация пара почти исчезает. Так как во время расширения пара температура обогреваемых стенок всегда выше температуры пара, слой последнего, прилегающий к стенкам, перегревается. Это обстоятельство еще более ухудшает теплообмен между паром и стенками, так как перегретый пар отличается меньшим, чем насыщенный пар, коэффициентом теплопроводности.

Хотя на обогрев стенок цилиндра расходуется в паровой рубашке известное количество тепла, однако в большинстве случаев оно меньше того выигрыша, который получается в результате понижения начальной конденсации. В старых тихоходных машинах, работающих насыщенным паром, сбережение в расходе тепла от применения паровой рубашки составляло 4—10%, доходя в исключительных случаях до 20%. Особенно выгоден обогрев крышек цилиндра, на которых начальная конденсация чрезвычайно интенсивна. При благоприятных условиях выигрыш от крышечного обогрева может достигнуть 30%.

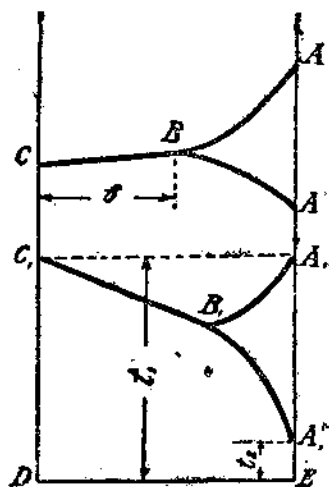
То обстоятельство, что потеря теплоты обогревающего пара в рубашке меньше выигрыша от понижения начальной конденсации, объясняется следующим: 1) вследствие малой теплоемкости чугуна не требуется большого количества тепла для поддержания высокой температуры стенок; 2) перегрев слоя рабочего пара, соприкасающегося со стенками, о чем говорилось выше, затрудняет теплообмен.

Особенно выгодно отопление рубашки не паром, а отработавшими газами (например в локомотивах). Здесь при значительном уменьшении начальной конденсации нет никакой затраты тепла на обогрев стенок. К сожалению, отопление рубашки горячими газами даже в локомотивных машинах встречает серьезные конструктивные и эксплуатационные затруднения, и в настоящее время почти не применяется.

В современных быстроходных машинах и машинах многократного расширения, в которых начальная конденсация уменьшается по причинам, указываемым ниже, выигрыш от применения паровой рубашки незначителен. В машинах переретого пара, в которых начальная конденсация сведена до минимума, применение паровой рубашки совершенно нецелесообразно.

б) Увеличение числа оборотов.

Чем больше время, в течение которого происходит теплообмен между паром и стенками цилиндра, тем на большую толщину стенки распространяется изменение температуры. Опытами установлено, что толщина эта обратно пропорциональна корню квадратному из числа оборотов. Если при



Фиг. 17. Изменение температуры стенок цилиндра.

л оборотах в минуту изменение температуры распространяется на глубину x , то при n оборотах глубина проникновения тепла

$$x_1 = x \sqrt{\frac{n}{n_1}}.$$

По опытам Каллендара и Никольсона количество тепла, передаваемое паром за время одного оборота вала 1 м² поверхности стенок цилиндра

$$Q = 4,78 \frac{\Delta t}{V n},$$

где Δt — разность наибольшей и наименьшей температуры на внутренней поверхности стенки (AA' — на фиг. 17), n — число оборотов машины.

Таким образом, с повышением числа оборотов начальной конденсация уменьшается. Большое число оборотов, однако, не всегда пригодно для той машины-орудия, с которой соединена паровая машина; с другой стороны, с повышением скорости поршня увеличивается потеря на торможение пара, или — при достаточных размерах каналов для прохода пара — возрастает величина вредного пространства и связанные с ним потери.

в) Четыре пути для пара.

В машинах с золотниковым распределением пар входит в цилиндр и выходит из него по одному и тому же каналу, обычно довольно длинному. В этом канале, к тому же необработанном, происходит особенно значительная конденсация пара. Несколькo более удовлетворительные результаты дает конструкция с двумя путями для пара в каждой полости (четыре пути в цилиндре), применяемая в клапанных и краповых распределениях. В этом случае для впуска и выпуска пара имеются отдельные каналы, причем канал для впуска менее охлаждается за период выпуска, чем в золотниковых машинах. Потеря от начальной конденсации, однако, здесь меньше в том лишь случае, когда поверхность вредного пространства («вредные поверхности») не больше, чем в золотниковой машине, а этим обстоятельством конструкторы часто пренебрегают.

г) Многократное расширение пара.

Машины с многократным расширением пара имеют меньшие потери от начальной конденсации по сравнению с машинами одноцилиндровыми. Объясняется это следующим:

1) разность температур при впуске и выпуске пара из цилиндра высокого давления меньше, чем в случае одноцилиндровой машины, в цилиндрах же среднего и низкого давлений эта разность совершенно незначительна и влечет за собою минимальную начальную конденсацию;

2) пар, вторично испарившийся в ц. в. д., может быть использован для работы в следующих цилиндрах;

3) вредные поверхности в ц. в. д. меньше таковых же в одноцилиндровой машине равной мощности в отношении объемов цилиндров;

4) степень наполнения ц. в. д. больше степени наполнения одноцилиндровой машины а том же отношении.

По Грабаку потеря от начальной конденсации в машинах двойного расширения составляет около 0,8, а в машинах тройного расширения — около 0,65 этой же потери в машинах одноцилиндровых.

а) Перегрев пара.

Применение перегретого пара представляет наиболее действительное средство в борьбе с начальной конденсацией.

Теоретические выгоды перегретого пара были освещены в § 6. Здесь приведем еще таблицу¹ термических к. п. д. процесса Мейера, вычисленных для разных давлений впуска, для давления выпуска $p_2 = 0,1 \text{ атм}$ и для давления в конце расширения $p_3 = 0,7 \text{ атм}$.

Давление впуска	$p_1 =$	3	6	8	10	13	16	20 атм
Для насыщ. пара	$\eta'_s =$	0,142	0,179	0,190	0,203	0,216	0,226	0,238
Для перегретого (350°) пара	$\eta_s =$	0,171	0,198	0,210	0,221	0,232	0,239	0,252
Разность	$\eta_s - \eta'_s =$	0,029	0,019	0,020	0,018	0,016	0,013	0,014
Выигрыш в %	$\frac{\eta_s - \eta'_s}{\eta'_s} =$	20,4	10,6	10,5	8,9	7,4	5,7	5,9

Для употребительных давлений пара и для высокого перегрева (350°) теоретический выигрыш в расходе пара составляет 6—10%. При работе на атмосферу выигрыш получается более значительным.

Однако указанные цифры уменьшения расхода пара не оправдали бы затрат и некоторых неудобств в работе, связанных с применением перегретого пара. Действительные выгоды перегрева больше, так как не только увеличивается к. п. д. идеального процесса, но уменьшаются потери, связанные с осуществлением этого процесса.

При соприкосновении с холодными стенками перегретый пар не конденсируется, а лишь теряет свою теплоту перегрева. Конденсация пара начинается лишь после перехода его в состояние насыщения. Поэтому, если пар перегрет настолько, что при взаимодействии со стенками он остается еще перегретым (хотя и меньшей температуры), то начальной конденсации, как таковой, вообще не происходит. Имеет место лишь потеря некоторой части теплосодержания пара. Однако потеря эта существенно меньше той, которая происходит при работе насыщенным паром.

Необходимо иметь в виду, что начальная конденсация тем энергичнее, чем больше охлаждаются стенки за время выпуска. Охлаждение последних зависит от величины коэффициента теплопередачи от стенок к пару. Опытами установлено, что коэффициент теплопередачи от чугунных стенок к осевшей на них воде составляет 2 000—6 000 $\text{кал/м}^2 \text{ час}$. Эта цифра применима к случаю работы насыщенным паром, когда в конце расширения и во время выпуска тепло передается от стенок к осевшему на них конденсату. При теплообмене же сухих стенок с сухим или перегретым паром коэффициент теплопередачи равен всего лишь 20—40. Поэтому при работе паром, остающимся перегретым во все время расширения, стенки цилиндра охлаждаются незначительно (коэффициент теплопередачи в 100—300 раз меньше) а, следовательно, и начальная конденсация сводится на-нет.²

¹ См. Schüle, Technische Thermodynamik, Bd. I.

² Раньше считали, что коэффициент теплопередачи от пара к стенкам зависит от температуры пара: для перегретого пара коэффициент теплопередачи меньше, чем для насыщенного.

Современные исследования (Якоба, например, см. Forschungsarbeiten, Heft 310.

Опыты Дэрфеля показали, что при возрастании перегрева с $25,5$ до $142,5^\circ$ количество тепла, отданное во время наполнения стенкам цилиндра, уменьшилось с $2106,5$ до $480,6$ ккал/кг. Исследования Зеемана установили, что при повышении перегрева с 0 до 170° , отданное стенкам тепло уменьшилось с $36,2$ до $9,3\%$ от всего введенного в цилиндр количества тепла.

Практическая выгодность перегретого пара тем больше, чем не экономнее работала машина насыщенным паром. Поэтому для совершенно сконструированных машин с конденсацией применение перегретого пара дает меньший выигрыш, чем для простых одноцилиндровых машин, работающих на атмосферу.

Бернер указывает, что при перегреве на каждые 50° получается сбережение тепла:

В одноцилиндровых машинах на атмосферу	8%
« « « конденсацию	7%
« машинах двойного расширения с конденс.	$6,5\%$
« « тройного « « « «	6%

Каммерер считает, что в хороших машинах двойного и тройного расширения при температуре пара $300—350^\circ$ расход пара на сило-час уменьшается на $10—11\%$ с каждым градусом перегрева. Для одноцилиндровых машин и машин-компаунд, работающих на атмосферу, та же величина доходит до 20% .

В машинах многократного расширения применение перегретого пара не дает, конечно, того же эффекта, что в одноцилиндровых машинах, благодаря тому, что начальная конденсация в первых машинах понижена самым принципом многократного расширения. Тем не менее работа перегретым паром в этих машинах представляется вполне целесообразной, и надлежало сконструированная машина-компаунд, работающая перегретым паром, является наиболее совершенным типом современных машин большой мощности.

Так как обычно в цилиндр низкого давления пар попадает уже насыщенным, одно время рекомендовался так называемый промежуточный перегрев пара или перегрев пара в ресивере по пути из цилиндра высокого давления в цилиндр низкого давления. При малых давлениях острого пара и сравнительно больших давлениях выпуска, которые применяются в паровых машинах, промежуточный перегрев не обуславливает теоретического выигрыша в расходе пара, так как затрачиваемое при этих условиях на перегрев пара тепло не окупается приращением полезной работы. Можно было, однако, предположить, что практические выгоды промежуточного перегрева выше теоретических, так же как это имеет место при перегреве острого пара.

Тщательные исследования показали, однако, что и на действительный

показывают, что перегретый пар передает тепло стенке так же хорошо, как и насыщенный пар, если температура стенки ниже температуры насыщения пара.

Поэтому выгодность работы перегретым паром с точки зрения начальной конденсации можно объяснить лишь тем, что передача тепла от стенки к осевшей на ней росе происходит более интенсивно, чем к перегретому или к сухому пару.

Подробнее см. статьи ниж. Штендера:

- 1) Technische Mechanik und Thermodynamik, № 9, 1930, стр. 316.
- 2) «Die Wärme», № 5, 1930, стр. 65.

расход пара промежуточный перегрев не оказывает благотворного влияния (что указывает на малые вообще потери в ц. н. д.), и в настоящее время этот способ повышения к. п. д. машин нормального давления отброшен.

Промежуточный перегрев пара, однако, вполне целесообразен для машин высокого давления (свыше 30 ат), в особенности в том случае, когда вместо ц. н. д. машины применяется паровая турбина, работающая с глубоким вакуумом.

е) Принцип прямоточности.

В § 2 было дано уже понятие о прямоточных машинах. Остановимся на них теперь несколько подробнее.

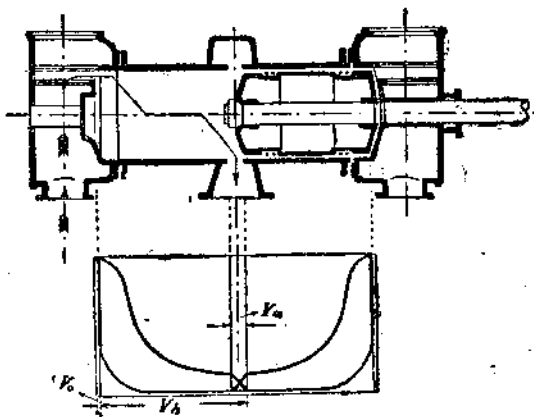
Принцип прямоточности был предложен еще в 1886 г. англичанином Тоддом. Однако, по справедливости, творцом прямоточных машин следует считать проф. Штумпфа, который дал теорию этих машин и предложил столь удачную конструкцию, что в течение 2—3 лет машина его получила всеобщее признание.

Постройка прямоточных машин как системы Штумпфа, так и других несколько видоизмененных типов производится не только большинством континентальных фирм, но также рядом английских и американских заводов.

Проф. Штумпф считает одним из главных преимуществ своей машины — отсутствие в ней начальной конденсации даже при работе насыщенным паром.

Схема машины представлена на фиг. 18. Пар поступает в машину снизу, обогревая по пути к выпускному клапану внутреннюю поверхность крышки цилиндра.

Степень наполнения в машинах Штумпфа обычно невелика: $8-10\%$. Расширение пара продолжается до прихода поршня в положение, когда его левая кромка соприкасается с левой кромкой окон, расположенных по середине цилиндра. При дальнейшем движении поршня начинается выпуск пара через эти окна. Длина окон по оси цилиндра составляет обычно $10-12\%$ хода поршня. В правом мертвом положении левая кромка поршня соприкасается с правой кромкой окон. При обратном движении поршня открытие окон уменьшается, и при том же самом положении поршня, при котором начался выпуск, начинается сжатие пара. Выпуск пара длится таким образом на протяжении $20-24\%$ хода поршня, из которых $10-12\%$ относятся к предварению выпуска. На индикаторных диаграммах обеих полостей цилиндра, начерченных под цилиндром, точки предварения выпуска и начала сжатия лежат на одних вертикалях с кромками окон. Сжатие пара продолжается в течение $88-90\%$ хода поршня, и конечное давление сжатия достигает значительной величины. Длина поршня должна равняться ходу поршня минус длина окон, т. е. должна составлять $0,88-0,9$ хода поршня. В связи с значительной длиной поршня



Фиг. 18. Прямоточная машина Штумпфа.

получается длинным и паровой цилиндр: он почти вдвое длиннее цилиндра обычной машины той же мощности и того же диаметра. Благодаря отсутствию выпускного клапана и удачному расположению впускного клапана в крышке цилиндра, удается достигнуть весьма малых величин вредного пространства (до $1\frac{1}{2}\%$ рабочего объема), которые в обычных машинах до сих пор не применялись.

Расход пара в прамоточных машинах меньше, чем в одноцилиндровых машинах обычной конструкции, и достигает цифр расхода пара хороших машинами-компаунд.

По мнению Штумпфа, слой пара, находящийся во время расширения у крышки и подвергающийся со стороны ее энергичному обогреву, во время выпуска остается в цилиндре и подвергается затем сжатию. В конце сжатия этот пар оказывается перегретым, а температура крышки и стенок цилиндра столь высокой, что начальная конденсация совершенно не может иметь места. Температура стенок, таким образом, падает постепенно от крышки к середине цилиндра, возле которой стенки имеют постоянно температуру, близкую к температуре обработавшего пара.

Опыты проф. Негеля, производившего измерения температуры пара стенок в крышке и цилиндре прамоточной машины, отчасти подтверждают предположения Штумпфа. При работе насыщенным паром давлением 10 атм температура пара возле крышки в конце сжатия получалась 500°. Однако те же опыты установили, что во время выпуска температура пара возле крышки снижалась до 100°, опровергая теорию Штумпфа о постепенном (слоями) выпуске пара. Очевидно, высокая температура конца сжатия обуславливается обогревом крышки и значительной степенью сжатия, а не принятым прамоточностью, как таковым.

Опыты Негеля не опубликованы, к сожалению, во всех подробностях: не освещен, например, с достаточной полнотой вопрос о температуре поршня. Опыты не выяснили также роль обогрева крышки в изменении температуры пара и стенок.

На основании ряда данных можно прийти к следующим заключениям. При нагреве обогрева крышки в прамоточных машинах особенно целесообразно ввиду того, что выпуск производится не возле крышки, а посредине цилиндра и, следовательно, с минимальным уносом тепла обогрева наружу. Однако благодаря большому сечению окон выпуск совершается весьма энергично¹ и потому с понижением температуры пара во всем цилиндре, вплоть до крышки. Благодаря интенсивному обогреву последней, малому вредному пространству, высокому сжатию — температура пара в конце сжатия достигает значительной высоты. Можно предполагать, однако, что поршень, благодаря его значительному обтеку и энергичному охлаждению за время выпуска, к началу впуска прогревается недостаточно, и начальная конденсация на его поверхности происходит. То обстоятельство, что стенки цилиндра нагреваются во время сжатия и не вызывают в дальнейшем начальной конденсации, все же должно рассматриваться как потеря: с точки зрения полного расхода пара безразлично, откуда заимствуется тепло для нагрева стенок, от свежего, или от сжатого пара, на повышение температуры которого затрачивается механическая работа.

¹ В паровых машинах Штумпфа порывистость выхода создаст чрезмерное разрежение в топке, благодаря чему мелкое топливо выносится в дымовую трубу.

Принцип прямоточности поэтому является средством борьбы с начальной конденсацией лишь в такой же мере, как четыре пути для пара.

Если же в машине Штумпфа потеря от начальной конденсации действительно незначительна, то этим она обязана, главным образом, обогреву крышки, малому вредному пространству и, особенно, малым вредным поверхностям.

Высказанные положения подтверждаются еще следующими обстоятельствами:

1) для прямоточной машины вполне благоприятно применение перегретого пара и притом в большей степени, чем это следовало бы по теоретическому процессу;

2) при работе насыщенным и слабо перегретым паром приносит пользу паровая рубашка на концах цилиндра, тем более длинная (по оси цилиндра), чем меньше перегрев пара. При высоко перегретом паре рубашка оказывается бесполезной. Так как и перегретый пар и, в особенности паровая рубашка понижают расход пара вследствие уменьшения начальной конденсации, очевидно, последняя имеет место в цилиндре прямоточной машины. При высоко перегретом паре потеря от теплообмена сводится к минимуму и паровая рубашка никакой пользы не приносит.

Лучшим доказательством высказанных положений являются опыты, произведенные проф. Грассманом над двумя совершенно идентичными машинами, из которых одна была прямоточной, а другая обычного типа — четырехклапанная.

Проф. Грассманом была поставлена такая программа испытаний:

1) исследование влияния на расход пара направления его течения при всех прочих равных условиях;

2) определение выигрыша, который дает прямоточной машине отсутствие выпускных клапанов с относящимися к ним каналами;

3) исследование влияния крышечного обогрева для обычной и прямоточной машин.

Для осуществления первого пункта программы прямоточный цилиндр был отлит по одной модели с обычным цилиндром, будучи только удлинен и снабжен окнами посредине. Выпускные клапаны имелись и в прямоточном цилиндре, но были наглухо привинчены к своим гнездам.

Вторая серия испытаний была произведена над тем же прямоточным цилиндром, в котором выпускные клапаны были вынуты, и пространство, ими занятое, было залито композицией. Сравнивалась, таким образом, нормальная прямоточная машина с такой же, но имеющей лишние поверхности вредного пространства у выпускных клапанов (не действующих).

Опыты с перегретым паром и конденсацией ($p_1 \approx 13 \text{ атм}$, $t_1 \approx 380^\circ$) дали следующие результаты:

а) четырехклапанная машина с высоким сжатием, как в прямоточной машине: расход тепла на 1 и. л. с. 3855 ккал;

б) прямоточная машина с глухо привинченными выпускными клапанами, т. е. с вредным пространством, одинаковым с п. «а»: расход тепла 3954 ккал.

в) нормальная прямоточная машина с каналами выпускных клапанов, залитыми композицией, т. е. с меньшим вредным пространством, чем в пункте «б»: расход тепла 3966 ккал.

Опыты с насыщенным паром и конденсацией дали для тех же вариантов такие результаты:

- а) расход тепла 4802 *кал*¹
 б) « » 5306 »
 в) « » 5159

При вышеописанных опытах крышки цилиндров паром не обогревались. Другая серия опытов была поставлена после смены крышек на обогреваемые.

При этом как в прямоточной, так и в обычной машине получился одинаковый выигрыш в расходе пара — около 3%.

Опыты Грассмана еще раз подтвердили значительную выгодность работы перегретым паром в прямоточных цилиндрах и одновременно показали бесполезность принципа прямоточности, как такового, с точки зрения начальной конденсации пара.

Таким образом, нисколько не умаляя некоторых конструктивных достоинств машины Штумпфа (обогрев крышки, малое вредное пространство, простота выпускного парораспределения) следует признать, что именно эти достоинства, а не принцип прямоточности, как таковой, обуславливают хороший к. п. д. этих машин. Несомненно, однако, что одновременное осуществление всех конструктивных преимуществ машины Штумпфа всего удобнее в прямоточном цилиндре, почему этот тип машины и занимает теперь доминирующее положение в промышленности.

§ 12. Расход пара на начальную конденсацию.

Грзбак дает следующую формулу для определения расхода пара на начальную конденсацию, отнесенного к 1 и. л. с. ч.

$$D_i'' = a \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг/и. л. с. ч.} \quad (7)$$

Коэффициент a в этой формуле зависит от отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D , а именно

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

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

B принимают равным

- 6,0 — 5,0 для одноцилиндровых машин без конденсации
 5,5 — 5,0 » » » с конденсацией без паровой рубашки
 4,5 — 4,2 » » » » » н с рубашкой
 4,2 — 4,0 » машин двойного расширения без конденсации
 4,0 — 3,5 » » » с конденсацией
 3,2 — 3,0 » » тройного » » »

Для машин, работающих перегретым паром, B равно 0,1 приведенных значений при перегреве на 80—120°, или 0,05 приведенных значений при перегреве на 120—160°.

¹ Продолжительность сжатия 40%.

§ 13. Вредное пространство и сжатие пара.

Наличие вредного пространства неблагоприятно влияет на расход пара по двум причинам:

- 1) на поверхностях вредного пространства происходит начальная конденсация пара (об этом говорилось выше);
- 2) на заполнение вредного пространства приходится затрачивать известное количество пара, не производящего в дальнейшем работы.

На фиг. 19 представлена индикаторная диаграмма $ABCDE$ машины с вредным пространством без сжатия пара. По окончании выпуска в цилиндре остается пар давления p_2 , занимающий вредное пространство V_0 .

Если этот пар сжать до начального давления p_1 , он займет объем V_0' , который найдется построением кривой сжатия EA_1 .

Таким образом при впуске острого пара придется заполнить часть объема вредного пространства $V_0 - V_0'$, измеряемую отрезком A_1A .

Для того чтобы определить потерю от вредного пространства, посмотрим, какую работу произвело бы количество пара, измеряемое отрезком A_1B в цилиндре без вредного пространства. Соответственная диаграмма имеет вид

$$A_1BC_1D_1E_1.$$

Кривая расширения благодаря переносу начала координат из O в O_1 пойдет несколько круче, и здесь получится потеря, измеряемая площадью $BCDD_1C_1 = f_2$.

Зато слева в машине без вредного пространства была бы выиграна значительная полезная площадь $f_1 = A_1AEE_1$.

Таким образом, потеря от вредного пространства измеряется разностью площадей $f_1 - f_2$, и при отсутствии вредного пространства то же количество пара могло бы произвести работу в

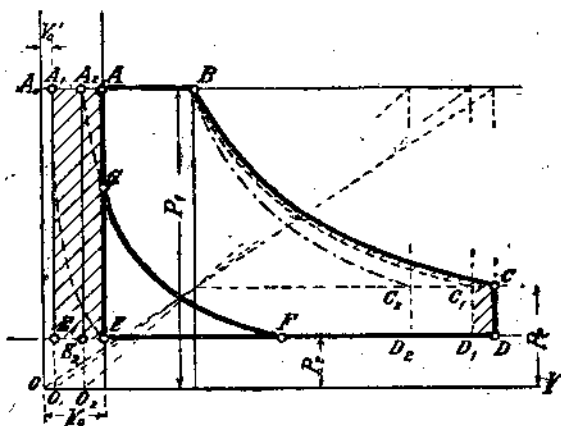
$$\frac{f + f_1 - f_2}{f}$$

раз большую, где f — площадь диаграммы $ABCDE$.

В том же отношении

$$\varphi = 1 + \frac{f_1 - f_2}{f}$$

увеличивается и расход пара.



Фиг. 19. Потеря от вредного пространства.

Если пренебречь незначительной площадью f_3 , то потеря работы (благодаря наличию вредного пространства)

$$f_1 = (V_0 - V_0')(p_1 - p_2),$$

что при малых давлениях p_2 почти равно

$$f_1 \approx V_0 p_1.$$

Потеря от вредного пространства уменьшается, если машина работает со сжатием пара.

В самом деле, если нормальная диаграмма машины с вредным пространством имеет вид не $ABCDE$, а $ABCDGF$, то остающийся во вредном пространстве пар занимает при давлении p_1 уже объем A_1A_2 и добавочный выпуск пара (сверх полезного объема AB) выражается отрезком A_2A . Потеря работы измеряется в этом случае площадью A_2AGFE_2 , но зато выигрывается в машине с вредным пространством большая, чем в первом случае;

площадь $f_2' = BCDD_2C_2$, которая получается при построении кривой расширения из нового начала координат O_2 (площадь $A_2BC_2D_2E_2$ представляет, как и в первом случае, диаграмму машины без сжатия и без вредного пространства, работающую количеством пара A_2B).

Значительное увеличение площади f_2' объясняется сжатием пара. Работа сжатия, измеряемая площадью GFE , не пропадает, а отдается во

Фиг. 20. Диаграмма машины с полным сжатием пара.

время расширения. Разность площадей $BCDD_2C_2$ и GFE не велика, и, пренебрегая ею, мы определим потерю в виде площади A_2AEE_2 . Благодаря сжатию пара потеря эта, как видно из диаграммы, значительно уменьшилась по сравнению с машиной без сжатия. Если довести сжатие до давления p_1 , площадь A_2AEE_2 будет равна нулю, и при полном расширении пара (до давления p_2) потеря от вредного пространства (но не от вредных поверхностей) отпадает; при одном и том же расходе пара площадь диаграммы без сжатия и без вредного пространства равна площади диаграммы с любым вредным пространством, но со сжатием до давления выпуска.

Этот случай изображен на фиг. 20, где $ABCD$ представляет первую, а ABC_1D_1 — вторую диаграмму. Работа сжатия ADD_1 возмещена во время расширения в виде добавочной площади BCC_1 . (Кривые расширения идут различно, вследствие разного положения оси ординат.)

Из предыдущего рассмотрения выяснена величина потери от вредного пространства.

Исследование же выгодности высокого сжатия следует производить путем сравнения двух машин с одинаковыми вредными пространствами, но

одна из которых работает с полным сжатием, другая — совсем без него. Для простоты рассмотрим случай полного расширения пара, изображенный на фиг. 21.

$ABCD$ представляет диаграмму машины с вредным пространством V_0 , полным расширением пара до давления p_2 и полным сжатием до давления p_1 . $ABCD_1$ — диаграмма машины с тем же вредным пространством, полным расширением, но совершенно без сжатия.

Если пренебречь количеством пара, остающимся во вредном пространстве в конце выпуска, то в машине без сжатия вредное пространство должно при каждом ходе поршня заполняться свежим паром, который в дальнейшем не производит работы. Соответственная потеря равна $V_0(p_1 - p_2)$.

В машине с полным сжатием пара потеря эта отпадает, но зато здесь имеется отрицательная работа сжатия, измеряемая площадью ADD_1 и равная:

$$ADD_1 = ADD'D_1' - D_1DD'D_1'.$$

При этом полагая, что сжатие происходит по закону $p\sigma = \text{const}$,

пл. $ADD'D_1' = V_0 p_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$,

пл. $D_1DD'D_1' = \overline{DD}_1 p_2$.

Так как

$$(V_0 + \overline{DD}_1) p_2 = V_0 p_1,$$

то

$$\overline{DD}_1 = V_0 \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right).$$

Таким образом,

$$\text{пл. } ADD_1 = V_0 p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} - V_0 \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right) p_2 = V_0 \left(p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2 \right).$$

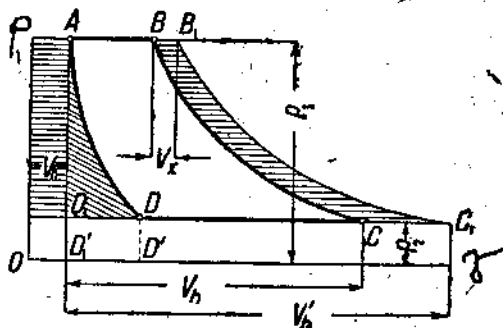
Для равенства площадей диаграмм обеих машин необходимо в машине со сжатием увеличить степень наполнения, так чтобы получилась диаграмма AB_1C_1D , равная по площади диаграмме $ABCD_1$. Добавочный объем пара, измеряемый отрезком BB_1 назовем V_a .

Работа расширения этого количества пара равна

$$V_a p_1 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Так как эта работа должна равняться работе сжатия, то учитывая коэффициентом η механические потери, которые увеличивают работу, потребляемую для сжатия пара, и уменьшают работу, отдаваемую во время расширения, найдем

$$\eta V_a p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{V_0}{\eta} \left(p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2 \right),$$



Фиг. 21. Исследование выгоды полного сжатия пара.

$$V_x = \frac{1}{\eta^2} \cdot \frac{p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2}{p_1 \ln \frac{p_1}{p_2}} \cdot V_0.$$

Для машины, работающей с полным расширением парв от $p_1 = 8 \text{ ата}$ до $p_2 = 1 \text{ ата}$, причем $\eta = 0,85$,

$$V_x = 0,8V_0.$$

Таким образом в машине с полным сжатием пара расход пара лишь на 20%, приблизительно меньше, чем в машине с таким же вредным пространством, но без сжатия. При этом машина со сжатием должна иметь больший объем цилиндра (V_h вместо V_a) и связанные с ним большую стоимость машины и большие потери на охлаждение. Кроме того, при высоком сжатии увеличивается разность давлений между полостями цилиндра и повышается утечка пара через неплотности. То обстоятельство, что при высоком сжатии повышается температура пара, нагревая при этом стенки цилиндра, не дает какого-либо термического эффекта, так как (что уже указывалось) расход пара не изменяется от того, будет ли отвод тепла происходить во время сжатия или во время впуска пара.

При обычном в паровых машинах неполном расширении пара выгодуность высокого сжатия еще более понижается.

Ввиду важности вопроса о степени сжатия пара рядом ученых-паротехников были произведены теоретические и опытные исследования этого вопроса.

Исследование аналитическим путем процесса с адиабатическим расширением и сжатием пара производилось Гейнрихом (Z. d. V. d. I. 1914 г.) и Штумпфом (см. его книгу Die Gleichstromdampfmaschinen, 3 Aufl). Результаты исследования идентичны: для известной степени наполнения наименьшему расходу пара соответствует определенная степень сжатия. При малых степенях наполнения необходима большая степень сжатия; при больших степенях наполнения — наоборот.

Теоретические выводы подтверждаются опытными исследованиями Дэрфеля, Бульвина, Клемперера, Гейриха и др.

Проф. Дэрфель показал, что хотя при возрастающем сжатии пара уменьшается потеря от начальной конденсации, но общий расход пара увеличивается.

Клемперер пришел к весьма существенному выводу, подтвержденному и опытами Бульвина, что сжатие пара выгодно только до тех пор, пока температура пара в конце сжатия не сравняется с температурой стенок. При более высоком сжатии теплота сжимаемого пара будет отдаваться для обогрева стенок, что соответствует весьма невыгодному для машины процессу превращения механической работы сжатия в тепло.

Это положение подтаверждается весьма обстоятельными опытами Гейриха, у которого для одноцилиндровой машины с конденсацией при давлении острого пара 8,2 ата, наполнении 18% и вредном пространстве 8,7%, наимыгоднейшая степень сжатия оказалась в пределах 10—25%, при конечном давлении сжатия 1—1,5 ата. Как при очень малых, так и при вы-

Объем этого количества пара

$$V = Gv = \frac{Gv}{120n},$$

где v — удельный объем пара.

При насыщенном паре v берется из таблицы; при перегретом — по формуле:

$$v = \frac{47,1 (273 + t)}{1000p} - 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}$$

(p в $\text{кг}/\text{см}^2$).

Так как рабочий объем цилиндра V_h известен, то объем пара V , как степень наполнения, легко нанести на индикаторную диаграмму, имея в виду, что длина диаграммы (без вредного пространства) как раз изображает собою объем V_h . Рабочий объем

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \lambda,$$

где D — диаметр цилиндра в м , S — ход поршня в м .

Зная масштаб, в котором отложен объем V_h на диаграмме, нетрудно определить и длину отрезка, который на диаграмме должен изображать V .

С точки зрения площади диаграммы и суммы всех потерь безразлично, как расположить отрезок V относительно линии впуска действительной диаграммы V_1 . Для разделения потерь удобно, однако, начать теоретическую диаграмму в точке a , на расстоянии V_0' от оси ординат. Величина V_0' при этом соответствует объему пара, остающемуся во вредном пространстве в конце сжатия и приведенному к давлению p_1 .

Объем V_0' можно получить, продолжая линию сжатия по тому же закону, по какому она идет при конце сжатия до пересечения с прямой ab .

По высоте линия ab должна лежать на давлении p_1 в паровом котле. Падение давления от p_1 до p_1' соответствует потерям в паропроводе и распределительных органах машины. Если испытывается лишь машина, как таковая (а не вся установка), линия ab может быть взята на высоте, соответствующей давлению пара перед стопорным клапаном машины.

Линия bc в теоретической диаграмме строится, как адиабата, по закону

$$pv^\chi = \text{const.}$$

При этом для сухого насыщенного пара

$$\chi = 1,135;$$

для влажного пара

$$\chi = 1,035 + 0,1x,$$

(где x — степень сухости);

для перегретого пара

$$\chi = 1,3.$$

Началом координат при этом построении служит точка O_1 .

В теоретической диаграмме кривая расширения идет обычно круче, чем в действительной диаграмме.

Длина диаграммы Мейера V_* получается из условия равенства степеней расширения:

$$\frac{V}{V_*} = \frac{V_1}{V_2},$$

откуда

$$V_* = V_2 \frac{V}{V_1}.$$

При этом давление в конце расширения теоретической диаграммы получается p_2 , меньшее чем p'_2 в действительной диаграмме. В машинах, работающих на атмосферу и с малой разностью $p_2 - p_3$, давление в конце расширения на диаграмме Мейера может оказаться меньше давления p_2 , и получится петля отрицательной работы. Если построить теоретическую диаграмму по предложению Хейльмана (§ 7), то давление в конце расширения должно быть взято равным p'_2 , и диаграмма получит вид abc_1d_1e . Способ Хейльмана является более предпочтительным, и его можно рекомендовать при исследовании паровых машин. Само собою разумеется, что длина диаграммы в этом случае получается меньшая, измеряемая отрезком ed_1 .

Линия выпуска лежит на давлении p_2 в конденсаторе или атмосфере.

Можно сравнивать действительную диаграмму машины также с диаграммой цикла Рэнкина abc_2e , в которой расширение пара доведено до давления p_2 . Такое сравнение во многих случаях предпочтительнее потому, что площадь диаграммы цикла Рэнкина легко определяется аналитически как работа адиабатического процесса с полным расширением пара. С другой стороны, при вычислении к. п. д. машины, как будет показано ниже, проще пользоваться циклом Рэнкина как идеальным.

Заштрихованная на фиг. 22 площадь представляет собою потери в действительном процессе относительно теоретического.

Часть этой площади, лежащая влево от действительной индикаторной диаграммы, указывает потери от объема вредного пространства, лежащая выше действительных линий впуска и расширения — потери от дросселирования, пропусков пара и теплообмена между паром и стенками цилиндра; лежащая между линиями выпуска обеих диаграмм — потерю от сопротивлений при выпуске пара из машины, благодаря которым давление выпуска из машины оказывается несколько выше давления атмосферы или давления в конденсаторе.

Площадка cc_2d при сравнении рабочей диаграммы с диаграммой цикла Рэнкина соответствует потере от неполного расширения пара.

Обозначая работу за 1 ход поршня действительного процесса через L_i , а идеального процесса — L_0 , назовем отношение этих величин относительно индикаторным коэффициентом полезного действия ¹.

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{L_0}.$$

Так как величины L_i и L_0 измеряются площадями соответственных индикаторных диаграмм, то

$$\eta_{0i} = \frac{Q_i}{Q_0},$$

где Q_i — площадь действительной, а Q_0 — теоретической диаграммы.

¹ Некоторыми авторами коэффициент этот называется индикаторным термодинамическим.

Величину коэффициента η_m можно исчислять как по отношению к циклу Мейера, так и по отношению к циклу Рэнкина. Последнее является более удобным в том случае, когда одновременно определяется и термический к. п. д.

Отношение работы идеального процесса L_0 к работе L , эквивалентной полной теплоте пара, приобретенной в котле, мы назвали (см. § 6) термическим к. п. д.

$$\eta_t = \frac{L_0}{L} = \frac{AL_0}{i_1 - q_2}.$$

Формулы для определения η_t циклов Рэнкина и Мейера приведены в § 6 и 7.

Отношение действительной (индикаторной) работы L_i к работе L назовем индикаторным к. п. д.¹

$$\eta_i = \frac{L_i}{L} = \frac{AL_i}{i_1 - q_2}$$

$$\eta_t = \frac{L_i}{L_0} \cdot \frac{L_0}{L} = \eta_{oi} \cdot \eta_i. \quad (8)$$

В то время, как относительный к. п. д. показывает степень совершенства действительного процесса в машине, индикаторный к. п. д. указывает, какая часть полной теплоты пара, приобретенной в котле, преобразуется в индикаторную работу поршня (не учитывая потерь на трение в машине).

Мощности машины, соответствующие теоретическому и действительному процессам, мы будем обозначать N_0 и N_i , причем

$$N_i = \eta_{oi} \cdot N_0.$$

N_i называется индикаторной мощностью машины; эта мощность может быть вычислена по индикаторной диаграмме.

Расход пара машиной на 1 л. с. ч. обозначим D_i ; так как 1 л. с. эквивалентна 632 кал, то

$$\eta_i (i_1 - q_2) D_i = 632,$$

$$D_i = \frac{632}{\eta_i (i_1 - q_2)}, \quad (9)$$

$$\eta_i = \frac{632}{D_i (i_1 - q_2)}. \quad (10)$$

Если D_0 обозначает расход пара на 1 л. с. ч. в теоретическом процессе, то

$$\eta_{oi} = \frac{D_0}{D_i}. \quad (11)$$

Если считать идеальным циклом процесс Рэнкина, то

$$\eta_{oi} = \frac{632}{D_i (i_1 - i_2)}, \quad (11a)$$

¹ По другой номенклатуре (см. предыдущую выписку) — индикаторным термическим к. п. д.

где L_2 — теплосодержание пара в конце адиабатического расширения до давления выпуска.

Так как помимо перечисленных потерь в машине имеются еще механические потери (трение поршня о стенки цилиндра, штока в сальниках, крейцкофа в параллелях, вала в подшипниках и т. д.), и часть мощности, кроме того, расходуется на обслуживание конденсационного устройства при машине, то действительная мощность двигателя, которая может быть передана машинам-орудиям

$$N_e = N_i - N_m;$$

N_e — эффективная мощность,

N_m — мощность, затрачиваемая на преодоление механических сопротивлений и на обслуживание конденсационного устройства (насосы).

Отношение эффективной мощности машины к индикаторной назовем механическим к. п. д.¹

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

откуда

$$N_e = \eta_m N_i.$$

Соответствующая эффективной мощности эффективная работа за 1 ход поршня

$$L_e = \eta_m L_i = \eta_m \eta_{oi} L_o = \eta_m \eta_{oi} \eta_{iz} L.$$

Назовем эффективным к. п. д.²

$$\eta_e = \eta_m \eta_{oi} \eta_{iz} = \eta_m \eta_i$$

Тогда

$$AL_e = \eta_e (i_1 - q_2).$$

Коэффициентом η_e учитываются все потери в машине; он показывает, какая часть полной теплоты пара, приобретаемой в котле, преобразована в полезную механическую работу на валу машины.

Аналогично формуле (9) расход пара на 1 э. л. с. ч.

$$D_e = \frac{632}{\eta_e (i_1 - q_2)}. \quad (12)$$

Если производится испытание всей паросиловой установки, включая и котельную, то необходимо внять экономический к. п. д. установки, т. е. отношение теплового эквивалента полезной работы на валу машины к теплоте затраченного топлива. Обозначая через η_k к. п. д. котла, найдем экономический к. п. д. установки

$$\eta_{ek} = \eta_k \eta_e = \eta_k \eta_m \eta_{oi} \eta_{iz}$$

¹ Употребительные значения этого коэффициента приведены в § 18.

² Этот коэффициент вышеупомянутые авторы называют эффективным термическим, произведение же $\eta_m \eta_{oi}$ — эффективным термодинамическим к. п. д. Для последнего коэффициента нами введен термин: относительно-эффективный.

Данные испытания лучших

№ по порядку	Система машины и фирма, ее построившая	Род парораспределения	Основные размеры		
			Диаметр цилиндров мм	Ход поршня мм	Число оборотов
1	Одноцилиндровая горизонтальная G. Kuhn Stuttgart-Berg	Двойн. зол.	225	450	129
2	Одноцилиндровая горизонтальная Maschinenfabrik Augsburg	Клапана	400	880	108
3	Одноцилиндровая Rockstroh Markt-Redvitz	»	275	550	121
4	Одноцилиндровая горизонтальная Maschinenfabrik Augsburg	»	340	740	77
5	Одноцилиндровая Maschinenfabrik Augsburg	»	375	800	99
6	Вертикальная компаунд. Maschinenfabrik Augsburg	Золотник	325 500	360	180
7	Горизонтальная компаунд. Crimmitschauer Maschinenfabrik	Клапана	550 850	1 100	70
8	Горизонтальная тандем. Maschinenfabrik Augsburg	»	750 1 150	1 400	86
9	Горизонтальная компаунд. G. Kuhn Stuttgart-Berg	»	380 570	760	56
10	Вертикальная компаунд. G. Kuhn Stuttgart-Berg	»	800 1 275	900	100
11	Горизонтальная тройн. расшир. Maschinenfabrik Augsburg	»	550/850 1 300	1 550	59
12	Горизонтальная тройн. расшир. Maschinenfabrik Augsburg	»	280/450 700	1 000	70
13	Четырехцилиндровая горизонтальная тройного расширения G. Kuhn Stuttgart-Berg	»	550/800 2×950	1 300	75
14	Одноцилиндровая Штумпфа Ames Iron Works, Oswega	»	381	407	255
15	Одноцилиндровая Штумпфа Gebr. Sulzer	»	—	—	109,5
16	Горизонтальная 4-кратного расширения высокого давления Schmidt'sche HeiBdampfmaschinen Gesellschaft, Wilhelmshöhe	»	135/240 285/680	400 600	147,8
17	Горизонтальная тандем-машина высокого давления A. Borsig, Berlin	Золотник	335/515	900	116,5

ЛИСТА 1.

паровых машин различных типов.

Индикаторная мощность л. с.	Состояние пара			Степень наполнения в % к объему ц. н. д.	Расход пара кг/ц. л. с. ч.	Расход тепла ккал/ц. л. с. ч.	Относительно индикаторный к. п. д.		Индикаторный к. п. д. при температуре питательной воды 0°	Тип машин
	Давление при впуске атм.	Температура при впуске °Ц	Давление при выпуске атм.				По отношению к циклу Ранкина	По отношению к циклу Мейера		
27,7	7,3	Нас.	1,0	19,6	11,7	7 660	0,68	0,73	0,082	Одноцилиндровые
147,0	9,1	Нас.	1,1	18,7	10,1	6 740	0,74	0,77	0,093	
49,8	10,8	281	1,1	13,0	7,8	5 640	0,75	0,77	0,112	
41,3	7,6	Нас.	0,23	7,0	8,42	5 580	0,57	0,67	0,114	
72,5	7,5	203	0,22	7,9	7,66	5 740	0,60	0,69	0,122	
127,0	9,4	Нас.	1,1	12,9	9,75	6 440	0,75	0,76	0,099	Двойного расширения
375,2	9,1	Нас.	0,33	9,0	6,81	4 440	0,75	0,78	0,142	
277,1	9,6	Нас.	0,34	9,1	6,44	4 265	0,78	0,84	0,15	
101,7	9,3	258	0,45	6,9	5,94	4 220	0,83	0,86	0,15	
1 093,3	10,1	232	0,14	7,5	5,47	3 820	0,69	0,77	0,164	
810,1	10,8	Нас.	0,18	4,0	5,56	3 680	0,76	0,80	0,173	Тройного расширения
163,6	7,1	238	0,10	7,4	5,09	3 575	0,74	0,84	0,178	
1 131,5	12,4	272	0,11	5,6	4,30	3 085	0,78	0,85	0,208	
178	10,85	239	0,15	—	5,78	4 035	0,65	—	0,157	Прямые
1 632	12,6	282	0,05	10,0	4,56	3 280	0,65	—	0,193	
147,4	55,0	435	0,05	0,6	2,62	2 070	0,817	—	0,305	Высок. давл.
844	60,7	401	11,3	30,7	7,59	—	0,854	—	—	

Если расход топлива на 1 э. л. с. ч. назовем C_p , а его теплотворную способность Q_p^* то

$$\eta_{\text{ак}} = \frac{632}{C_p Q_p^*} \quad (13)$$

Средними хорошими величинами следует считать

$$\begin{aligned} \eta_s &= 0,75 \\ \eta_{\text{м}} &= 0,90 \\ \eta_{\text{от}} &= 0,80 \\ \eta_i &= 0,25 \text{ (с перегревом и конденсацией)} \\ \eta_{\text{ак}} &= 0,75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,25 = 0,135 \end{aligned}$$

Для очень хороших условий можно положить

$$\begin{aligned} \eta_s &= 0,85 & \eta_i &= 0,30 \\ \eta_{\text{м}} &= 0,95 & \eta_{\text{ак}} &= 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,3 = 0,205 \\ \eta_{\text{от}} &= 0,85 \end{aligned}$$

Наконец, при высоких давлениях пара ($p_1 = 100 \text{ атм}$, $t_1 = 500^\circ \text{C}$) полагая, что остальные коэффициенты, кроме η_p , сохраняют свое значение (что пока не достигнуто в практике):

$$\begin{aligned} \eta_i &= 0,35^1 \\ \eta_{\text{ак}} &= 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,35 = 0,24 \end{aligned}$$

Мерами совершенства машины служат лишь коэффициенты $\eta_{\text{от}}$ и $\eta_{\text{ак}}$. Коэффициент η_i зависит только от начального и конечного состояния пара в теоретическом процессе.

В табл. I собраны данные испытаний лучших паровых машин различных типов, заимствованные, главным образом, из «энциклопедии» по

паровым машинам — книги Gutermuth-Watzinger «Die Dampfmaschine», Berlin, 1928, где результатам испытаний и их обработке посвящен обширный том книги.

Как видно из таблицы, машины многократного расширения в общем имеют более высокий относительный к. п. д., чем машины одноцилиндровые. Машины прямоточные дают примерно те же цифры, что и лучшие одноцилиндровые машины (но часто более высокие, чем одноцилиндровые машины среднего качества). В конденсационных машинах потери больше чем в работающих на атмосферу. Машины высокого давления имеют относительный к. п. д. больший, чем среднего качества машины нормального давления.

Кривые, построенные Гутермутом по средним точкам, относящимся

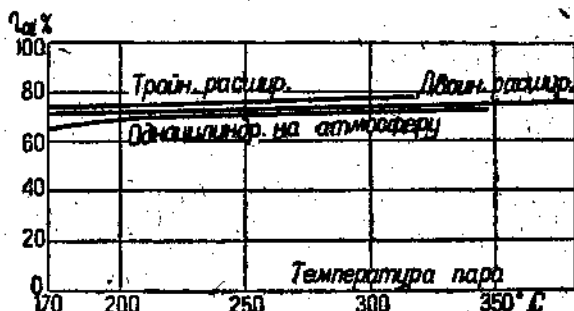
¹ При $p_1 = 0,1 \text{ атм}$, $p_2 = 1 \text{ атм}$ (η_i вычислен для цикла Мейера).

к большому числу испытаний машины сходного типа, дают следующие цифры для относительного к. п. д. (по отношению к циклу Мейера):

- 1) Одноцилиндр. машины, работающие на атмосферу: $\eta_{oi} = 0,65 \div 0,70$
- 2) " " " " на конденсацию: $\eta_{oi} = 0,60 \div 0,65$
- 3) Машины двойного расшир. " " атмосферу: $\eta_{oi} = 0,70 \div 0,75$
- 4) " " " " " конденсацию: $\eta_{oi} = 0,70 \div 0,80$
- 5) " " тройного " " " " " " $\eta_{oi} = 0,80 \div 0,85$

Наибольшая величина $\eta_{oi} = 0,96$ достигнута в локомотивной tandem машине завода Вольфа с промежуточным перегревом пара и газовой рубашкой для обоих цилиндров. В стационарных машинах рекордной цифрой является $\eta_{oi} = 0,91$ (машина тройного расширения).

На фиг. 23 представлено изменение коэффициента η_{oi} для различных типов машин высокого качества в зависимости от давления в конце расширения p_c .



Фиг. 24. Относительно-индикаторный к. п. д. машин, работающих перегретым паром.

На фиг. 24 наибольшие значения η_{oi} (на этот раз по отношению к циклу Ранкина) даны для машин перегретого пара в зависимости от температуры перегрева.

Следует еще раз отметить, что все вышеприведенные цифры являются средними или максимальными величинами. Отступления от них могут быть в весьма широких пределах.

§ 15. Пример определения коэффициентов полезного действия машины.

Паровая машина мощностью 1 000 л. с. с размерами цилиндра: $S = 1$ м, $D = 0,903$ м испытывалась в следующих условиях:

Давление пара в котле:

$$p_1 = 14,2 \text{ ата.}$$

Давление пара в паровом цилиндре (в начале впуска)

$$p_1' = 12,4 \text{ ата.}$$

Температура пара в перегревателе

$$t_1 = 320^\circ \text{ Ц.}$$

Давление пара при выпуске (в цилиндре)

$$p'_2 = 0,1 \text{ атм.}$$

Давление в конденсаторе

$$p_2 = 0,08 \text{ атм.}$$

При числе оборотов

$$n = 126,3$$

машина развила индикаторную мощность

$$N_i = 1109 \text{ л. с.}$$

и эффективную мощность

$$N_e = 1020 \text{ л. с.}$$

Часовой расход пара машиной, измеренный взвешиванием конденсата,

$$G_q = 5220 \text{ кг.}$$

Пользуясь обозначениями фиг. 22, определим объем V впускаемого в машину пара за 1 ход поршня

$$V = \frac{G_q v}{120n}.$$

Удельный объем пара:

$$v = \frac{47,1(273 + 320)}{10\,000 \cdot 14,2} = 0,016 = 0,180 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V = \frac{5220 \cdot 0,18}{120 \cdot 126,3} = 0,062 \text{ м}^3.$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_k = \frac{\pi D^3}{4} S = \frac{\pi \cdot 0,303^3}{4} = 0,64 \text{ м}^3.$$

Теоретическая степень наполнения:

$$\frac{V}{V_k} = \frac{0,062}{0,64} = 9,7\%.$$

Вычертив диаграмму цикла Мейера по тем же правилам, как и на фиг. 22, и сравнив ее с действительной индикаторной диаграммой машины, найдем

$$\eta_{ei} = \frac{Q_i}{Q_e} = 0,9.$$

(Q_i и Q_e — площади действительной и теоретической диаграмм).

При этом теоретическая диаграмма построена по Хейльману ($p'_e = 1,5 \text{ атм.}$).

Термический к. п. д. найдем по формуле (4) в § 7:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2} + \frac{10\,000(p_2 - p_3) \cdot v_2}{427(i_1 - q_2)} = \frac{i_1 - i_2 + Bx}{i_1 - q_2},$$

где величина B определяется по фиг. 13.

Для $p_1 = 14,2 \text{ атм}$, $t_1 = 320^\circ \text{Ц}$, $p_2 = 0,08 \text{ атм}$.

$$i_1 = 736 \text{ кал/кг},$$

$$i_1 - i_2 = 112 \text{ кал/кг},$$

$$v_2 - v_1 = 1,42 \text{ кг/см}^3,$$

$$q_2 = 41 \text{ кал/кг},$$

$$x = 0,963.$$

По фиг. 13 величина $B = 39,5$.

$$\eta_t = \frac{112 + 39,5 \cdot 0,963}{695} = 0,215.$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \eta_t \eta_m = 0,215 \cdot 0,9 = 0,193.$$

Последнюю величину можно получить значительно проще:

Расход пара на 1 и. л. с. ч.

$$D_i = \frac{G_v}{N_i} = \frac{5220}{1109} = 4,71 \text{ кг}.$$

По формуле (9)

$$\eta_i = \frac{632}{D_i(i_1 - q_2)} = \frac{632}{4,71 \cdot 695} = 0,193$$

Механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{1020}{1109} = 0,92.$$

Эффективный к. п. д. машины

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,92 \cdot 0,193 = 0,178.$$

§ 16. Индикаторная диаграмма действительного процесса паровой машины.

а) Вредное пространство.

Начальная точка a диаграммы (фиг. 30) отстоит от начала координат на величину V_0 — объема вредного пространства.

Если исследуется индикаторная диаграмма работающей машины, то величина V_0 определяется непосредственным измерением: удобнее всего залить вредное пространство водой, поставив поршень в мертвое положение, и измерить объем влитой воды, по заполнении ею полости в цилиндре и паровых каналов.

При менее точных исследованиях, а также при проектировании машины,

можно принимать объем вредного пространства в процентах от рабочего объема цилиндра ($\sigma = \frac{V_0}{V_h}$).

$\sigma = 7 - 18\%$ (средн. 12%) при цилиндрических золотниках,
 $\sigma = 5 - 10\%$ (средн. 8%) при плоских золотниках,
 $\sigma = 5 - 10\%$ (средн. 7%) при клапанах на цилиндре,
 $\sigma = 3 - 6\%$ (средн. 4%) при кранах и при клапанах в крышке,
 $\sigma = 2 - 5\%$ (средн. 3%) для машин прямооточных с клапаном в крышке.

Средние значения ближе всего подходят к машинам, в которых ход поршня равен приблизительно двойному диаметру цилиндра, и средняя скорость поршня составляет $2 + 3$ м/сек. С уменьшением хода и увеличением средней скорости поршня указанные цифры увеличиваются.

Если при проектировании машины объем вредного пространства выбран в вышеуказанных пределах, дальнейшая чисто конструктивная задача — осуществить этот объем при проектировании парового цилиндра и его деталей.

6) Линия впуска.

В § 9 указывалось уже, что при переходе пара из котла в паровой цилиндр происходит торможение пара, благодаря чему давление при впуске в машину p'_1 меньше давления пара p_1 в котле. При дальнейшем наполнении давление понижается еще более.

Главная часть падения давления приходится на паропровод и определяется по формуле (6) в § 9.

Торможение пара при прохождении всякого рода вентилей, водоотделителей, закруглений приходится учитывать особо.

Дросселирование пара в органах парораспределения при нормальной нагрузке машины невелико и может быть сведено до минимума надлежащей конструкцией этих частей.

Резкое падение давления происходит лишь в конце впуска, когда скорость поршня достигает значительной величины, а для прохода пара остается лишь узкая щель. В этом месте линия впуска получает закругление и переходит плавно в линию расширения.

Наклонное очертание линии впуска пояснено в § 9. Грассман¹ считает, что падение давления за время впуска составляет в среднем $0,1 p_1$.

Так как в действительности величина эта колеблется в широких пределах, но не отражается существенно на площади индикаторной диаграммы, падением давления за время впуска можно пренебречь при построении диаграммы, а соответственное уменьшение площади диаграммы оценить определенным коэффициентом (§ 18).

Положение и длина впуска оказывают существеннейшее влияние на площадь диаграммы и, следовательно, на мощность машины. Этим обстоятельством пользуются для регулирования мощности машины. Применяют регулирование количественное и качественное.

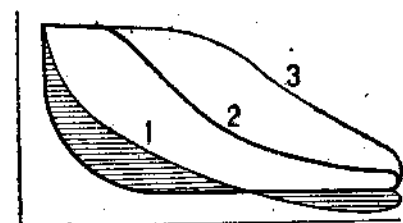
В первом случае положение линии впуска по высоте остается неизменным, изменяется лишь длина ее, т. е. степень наполнения. При малых нагрузках количество впускаемого пара уменьшается, и при этом

¹ Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. Berlin, 1924.

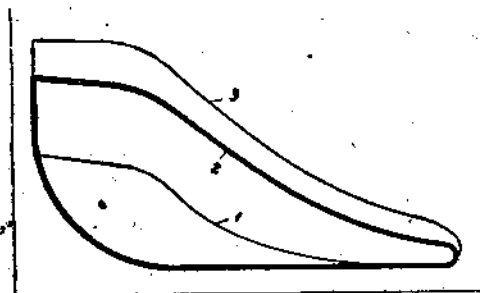
уменьшается площадь индикаторной диаграммы; при увеличении нагрузки степень наполнения увеличивается. На фиг. 25 представлены три диаграммы машины: для холостого хода (1), нормальной (2) и максимальной (3) нагрузки. В диаграмме 1 (заштрихованной) линия расширения опускается ниже линии выпуска, образуя петлю отрицательной работы. Полезная площадь диаграммы равна разности верхней и нижней петель, образующих диаграмму.

Так как, с изменением нагрузки, соответственным образом изменяется и общий расход пара, то расход пара на единицу мощности остается в сравнительно широких пределах приблизительно постоянным. Такой способ регулирования является поэтому достаточно совершенным и в настоящее время почти исключительно и применяется.

Наименьшая степень наполнения при таком регулировании принимается обычно равной нулю, т. е. отсечка происходит при мертвом положении поршня. Так как, однако, выпуск пара начинается до прихода поршня в мертвое положение, то в цилиндр и при нулевом наполнении некоторое количество пара попадает. Очевидно, необходимо, чтобы площадь индикаторной диаграммы холостого хода (1 на фиг. 25) соответствовала бы мощности меньшей, чем N_d — мощности, необходимой для преодоления вредных сопротивлений в машине.



Фиг. 25. Количественное регулирование паровой машины.



Фиг. 26. Качественное регулирование паровой машины.

Если это условие не соблюдено, повышение числа оборотов при холостом ходе не вызовет уменьшения мощности машины, и произойдет разбег машины. Поэтому в машинах с высоким давлением выпуска, работающих на конденсацию, и особенно в машинах с большим вредным пространством добиваются абсолютного нулевого наполнения с тем, чтобы совершенно прекратить впуск пара в цилиндр.

Максимальную степень наполнения выбирают в связи с наибольшей мощностью, требующейся от машины. При этом необходимо сообразоваться с системой парораспределения, так как некоторые из них с трудом допускают широкие пределы для изменения момента отсечки. В одноцилиндровых машинах без конденсации обычно максимальная степень наполнения составляет $40 + 60\%$, в машинах с конденсацией — $30 + 50\%$.

Качественное регулирование машины заключается в том, что изменяется давление пара путем дросселирования, степень же наполнения остается постоянной. Индикаторные диаграммы для этого случая представлены на фиг. 26.

Объем выпускаемого в цилиндр пара остается постоянным для любых мощностей, количество же пара уменьшается с уменьшением мощности, так как при дросселировании возрастает удельный объем пара. При зна-

чительном торможении давление в конце сжатия легко может превзойти давление впуска, образуя петлю отрицательной работы. Существенным недостатком качественного регулирования является то, что для возможности перегрузки машины, пар при нормальной нагрузке должен дросселироваться. Это же обстоятельство, понятно, понижает способность машины к перегрузке.

Несмотря на то, что при дросселировании пар высушивается или перегревается, и, таким образом, уменьшается начальная конденсация пара, количественное регулирование дает более постоянный расход пара на единицу мощности при колебаниях нагрузки. Современные машины строятся исключительно с количественным регулированием.

Для нормальной нагрузки машины теоретически наимыгоднейшей степенью наполнения машины без потерь была бы степень наполнения, соответствующая диаграмме цикла Рэнкина, т. е. с полным расширением пара.

В действительной машине наимыгоднейшим наполнением является не то, при котором получается наименьший расход пара, а то, при котором стоимость единицы энергии, вырабатываемой машиной, оказывается минимальной. Так, например, для цикла Рэнкина, теоретически дающего наименьший расход пара, требуются большие размеры цилиндра, увеличивающие расходы по амортизации, проценты на затраченный капитал и т. д. Экономически наимыгоднейшее наполнение не совпадает поэтому с наполнением, дающим минимальный расход пара.

Слукский¹ указывает следующую таблицу для степеней наполнения, дающих минимальный расход пара (ϵ_1) и экономически наимыгоднейших (ϵ_2).

ТАБЛИЦА 2.

Давление впуска атм	Одноцилиндровые машины без конденс. $\sigma = 0,05$		Одноцилиндровые машины с конденс. $\sigma = 0,035$		Машины двойного расширения с конденсацией	
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_1	ϵ_2
4	0,35	0,50	0,15	0,22	0,13	0,20
8	0,19	0,28	0,105	0,16	0,085	0,13
10	0,16	0,24	0,095	0,14	0,072	0,11
12	0,14	0,21	0,09	0,13	0,07	0,10
16	0,11	0,16	—	—	0,06	0,09

По Казу наимыгоднейшие степени наполнения:

ТАБЛИЦА 3.

Давление впуска атм	Одноцилиндровые машины без конденсаци, регулир. колич.	Одноцилиндровые машины с конденсацией	
		С рубашкой	Без рубашки
4	0,39 ÷ 0,31	0,25 ÷ 0,14	0,15 ÷ 0,10
6	0,28 ÷ 0,23	0,15 ÷ 0,12	0,11 ÷ 0,08
8	0,22 ÷ 0,19	0,14 ÷ 0,12	0,09 ÷ 0,07
10	0,19 ÷ 0,17	—	—

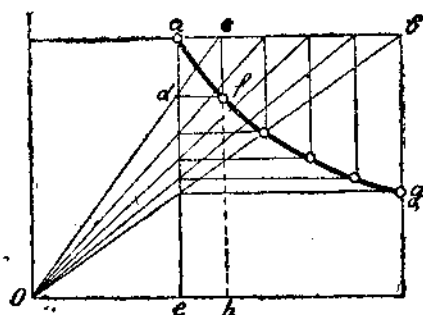
¹ Slucki, Zur Dampfmaschinen-theorie. Berlin 1933.

идет с большим уклоном (круче), чем адиабата. В конце расширения, во время вторичного испарения и сообщения теплоты от стенок пару, температура и давление пара выше, чем при адиабатическом процессе, — кривая расширения идет выше (выше) адиабаты. В связи с этим показатели кривой расширения в начале и конце хода поршня оказываются разными, обычно в конце меньше, чем в начале. Наличие паровой рубашки несколько выравнивает показатель разных точек кривой расширения.

При неплотности парораспределительных органов, когда острый пар просачивается в цилиндр во время расширения, кривая последнего идет полого, так как давление в каждой точке кривой оказывается выше. Утечка пара под поршнем в соседнюю полость цилиндра влияет на кривую расширения обратным образом: делает ее более крутой. При неплотности поршня перетекание пара из исследуемой полости в соседнюю происходит

лишь во время выпуска и начала сжатия в этой второй полости. Когда же давление сжатия окажется выше давления расширения в первой полости, перетекание пара будет происходить в обратном направлении, и кривая расширения в конце своем поднимется выше нормальной.

Таким образом показатель кривой расширения не всегда ясно определяет причины, обуславливающие величину его. При испытании машины необходимо предварительно убедиться в отсутствии пропусков в машине, прежде чем по величине показателя



Фиг. 27. Построение равнобокой гиперболы.

кривой расширения делать заключения о теплообмене в цилиндре.

Благодаря теплообмену со стенками цилиндра, расширение пара происходит по политропе, уравнение которой имеет вид

$$pv^n = \text{const.}$$

Экспериментальными исследованиями установлено, что при работе насыщенным паром обычно показатель $n=1$, т. е. расширение происходит по закону

$$pv = \text{const.}$$

Уравнение это, случайно совпадающее с изотермой для газов (но, конечно, отнюдь не изотерма для пара), представляет собою уравнение равносторонней гиперболы в координатах p, v .

Из многочисленных способов построения этой гиперболы чаще всего применяется метод, изображенный на фиг. 27.

Положим, требуется вычертить на протяжении ab гиперболу, проходящую через точку a . Проводим через эту точку горизонталь и вертикаль. Расстояние ab делим на произвольное число частей (равных или неравных). В точки деления из начала координат O проводим лучи. Восстанавливаем перпендикуляры из точек c и d пересечения лучей с горизонталью ab и

вертикалью ae . Точки пересечения f перпендикуляров и будут принадлежать гиперболе ag . Это легко доказывается подобием треугольников Ode и Och .

$$\frac{Oe}{Oh} = \frac{de}{ch}.$$

Так как

$$\begin{aligned} Oe &= v_a \text{ (объем в точке } a), & de &= p_f \text{ (давление в точке } f), \\ Oh &= v_f \text{ (объем в точке } f), & ch &= p_a \text{ (давление в точке } a), \end{aligned}$$

то

$$\frac{v_a}{v_f} = \frac{p_f}{p_a}.$$

$$p_a v_a = p_f v_f = p v = \text{const.}$$

Если исходить при построении из точки g (что обычно имеет место при вычерчивании индикаторной диаграммы), то проводится прежде всего луч ob (ордината точки a должна быть известна), затем — горизонталь через точку g . Пересечением ее с лучом ob определяется положение вертикали ae . После этого построение производится так, как описано выше.

Несколько сложнее обстоит дело с перегретым паром.

Показатель адиабаты для перегретого пара $\kappa = 1,3$. В действительном процессе средняя величина показателя политропы n лежит в пределах от 1 до 1,25 в зависимости от температуры пара и, отчасти, от степени наполнения. При этом n больше в начале расширения и меньше в конце его. С увеличением перегрева и с увеличением степени наполнения n увеличивается. Последнее объясняется тем, что при больших степенях наполнения точка перехода перегретого пара в состояние насыщения лежит ближе к концу расширения, и большая часть расширения происходит по закону для перегретого пара.

В табл. 4 приведены выдержки из исследований проф. Шретера над показателем кривой расширения паровых машин. В таблице этой обозначают:

- t — температуру пара,
- ϵ — степень наполнения,
- n_1 — показатель кривой расширения между началом расширения и средним положением поршня,
- n_2 — тоже между средним и конечным положениями поршня.

ТАБЛИЦА 4.

t	ϵ	n_1	n_2
204,3	0,168	1,027	1,063
223,6	0,181	1,106	1,076
263,9	0,187	1,175	1,078
303,1	0,187	1,191	1,113
286,0	0,096	1,170	1,040
278,2	0,270	1,320	1,150

¹ Цифры, находящиеся под чертой, относятся к другой серии опытов.

Давление свежего пара, при котором производились исследования, около 10 ат.

Построение кривой расширения перегретого пара можно производить двумя способами: 1) определить точку перехода перегретого пара в состояние насыщения, и выше этой точки строить кривую по закону $p v^n = \text{const}$, а ниже ее — по $p v = \text{const}$; 2) построить всю кривую расширения с одним (средним) показателем.

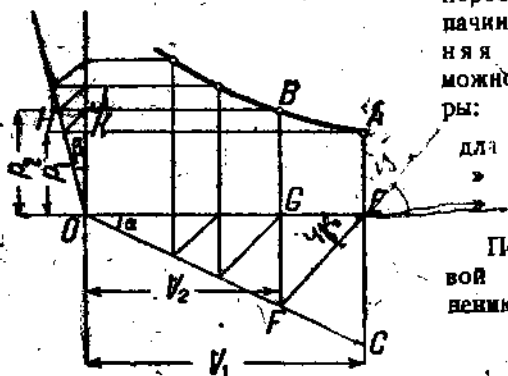
Давление пара, при котором пар становится насыщенным, проще всего определить при помощи i - s -диаграммы на пересечении адиабаты расширения (вертикали) с предельной кривой. Этот способ, конечно, не вполне точен, так как действительный процесс расширения не адиабатичен, но практически является удовлетворительным.

Так как кривая расширения строится обычно обратным путем, исходя из давления в конце расширения, то первоначально наносится по вышеописанному способу нижняя часть кривой расширения, как равнобокая гиперболой, а затем по закону $p v^n = \text{const}$, начиная от точки перехода, — верхняя часть. При этом для показателя n можно рекомендовать следующие цифры:

для перегрева на 50°	$n = 1,1$
» » » 100°	$n = 1,2$
» » » 150° и выше	$n = 1,3$

Положение отдельных точек кривой находится вычислением по уравнению

$$p v^n = \text{const.}$$



Фиг. 28. Способ Брауэра для построения кривой расширения (или сжатия) перегретого пара.

Первый заключается в построении политропы $p v^n = \text{const}$, причем показателю n можно давать значения:

Для перегрева на 50°	— 1,05
» » » 100°	— 1,15
» » » 150°	— 1,20
» » св. 150°	— 1,25.

Как и предыдущие данные, эти значения n относятся к средним (нормальным) величинам наполнений и повышаются с увеличением последних.

Графический способ построения политропы предложен Брауэром, и изображен на фиг. 28.

Положим, требуется провести политропу через точку A с координатами p_1, v_1 .

Через начало координат проводим лучи: первый под произвольным углом α , второй под углом β , зависящим от показателя политропы и от угла α . Из точки A проводим вертикаль AE и горизонталь AN

Через точки E и H проводим прямые EF и HJ под углом 45° к горизонту. На пересечении вертикали через точку F и горизонтали через точку J лежит точка B , принадлежащая политропе. В этом нетрудно убедиться из следующего:

$$GF = GE = v_1 - v_2;$$

$$KH = KJ = p_2 - p_1;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_1 - v_2}{v_2}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{p_2 - p_1}{p_1};$$

$$v_1 = v_2(1 + \operatorname{tg} \alpha); \quad p_1 = p_2(1 + \operatorname{tg} \beta).$$

Возвысив первое уравнение в степень n , найдем

$$v_1^n = v_2^n (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n.$$

Помножив это уравнение на предыдущее:

$$p_1 v_1^n (1 + \operatorname{tg} \beta) = p_2 v_2^n (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n.$$

Если

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

то точка B действительно лежит на политропе, так как тогда

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n.$$

Величина угла β определяется из предпоследнего уравнения, после того как выбраны угол α и показатель n . Для $\alpha = 30^\circ$, β можно взять из следующей табл. 5.

ТАБЛИЦА 5.

n	β
1,00	30° —
1,05	$31^\circ 30'$
1,10	33° —
1,15	$34^\circ 30'$
1,20	36° —
1,25	$37^\circ 30'$
1,30	39° —

Второй способ построения кривой расширения перегретого пара предложен инж. Слуцким. По этому методу политропа расширения строится, как равнобокая гипербола, но не из начала координат, а из нового полюса, сдвинутого на некоторую величину V_n от начала координат O .

Если обозначить отношение $\frac{V_n}{V_k} = m$, то для последней величины Слуцкий дает формулу:

$$m = \frac{0,2 \cdot \lg \tau}{1 + \varepsilon + \eta} (\varepsilon + \sigma), \quad (14)$$

где: τ — перегрев пара (разность между температурой пара и температурой насыщенного пара того же давления),

ϵ — степень наполнения в долях длины диаграммы ($\epsilon = \frac{V}{V_h}$),

σ — вредное пространство в долях длины диаграммы ($\sigma = \frac{V_0}{V_h}$).

Значение m получается в тех же единицах, в которых выражены ϵ и σ .

На фиг. 29 политропа (по отношению к началу координат в O) — AB построена, как равнобокая гипербола из полюса O_1 , причем

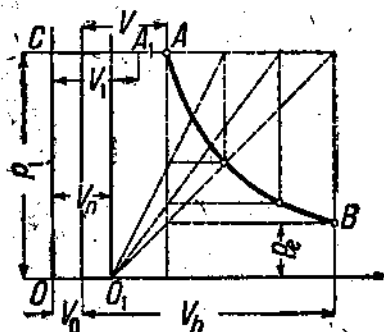
$$OO_1 = V_h = mV_h.$$

Способ Слуцкого удобен тем, что он более или менее точно учитывает как степень перегрева, так и наполнение машины и, несмотря на некоторую искусственность метода, дает удовлетворительные результаты.

На практике этим способом целесообразно пользоваться тогда, когда задана степень наполнения, и кривая расширения строится из начальной точки. Если кривая расширения строится обратным путем (из точки B), и степень наполнения в начале построения неизвестна, положение точки A можно приближительно наметить так:

При работе насыщенным паром расширение должно было начаться в точке A_1 , причем

$$V_1 = \frac{p_1(V_h + V_0)}{p_1}.$$



Фиг. 29. Способ Слуцкого для построения кривой расширения перегретого пара.

Точку A найдем, увеличив отрезок A_1C во столько раз, во сколько удельный объем перегретого пара (данной температуры) больше удельного объема насыщенного пара.

г) Предварение выпуска.

Для того чтобы давление пара в конце расширения могло своевременно упасть до давления выпуска, последний начинается не в мертвом положении, а несколько раньше. Предварение выпуска берется тем больше, чем больше разность $p_1 - p_2$; в машинах с конденсацией оно берется больше, чем в машинах, работающих на атмосферу. Так как для выравнивания давлений важна абсолютная продолжительность выпуска, величина предварения выпуска должна быть тем больше, чем больше число оборотов машины и скорость поршня.

В одноцилиндровых машинах обычно опережение выпуска дается в следующих пределах (в % хода поршня):

- 5 — 10%, при работе на атмосферу,
- 8 — 15% » » » конденсатор.

В машинах Штумфа, как указывалось, предварение выпуска, в процентах хода поршня совпадающее с длиной окон, составляет 10 — 12%.

На индикаторной диаграмме предвзвение выпуска выражается потерей небольшой площадки (фиг. 4).

Если бы выпуск начался в мертвой точке, потеря в площади диаграммы была бы еще больше, вследствие повышения давления выпуска.

д) Выпуск пара.

Линия выпуска в нормальной диаграмме имеет вид горизонтальной прямой при давлении, несколько большем, чем давление в конденсаторе (или атмосфере). Разница давлений объясняется сопротивлениями в парораспределительных органах и в выпускной трубе и возрастает с увеличением скорости выходящего пара.

Для работы на атмосферу обычно

$$p_2 = 1,1 \div 1,15 \text{ атм.}$$

В машинах с конденсацией, чаще всего выбирают:

$$p_2 = 0,15 \div 0,25 \text{ атм}$$

(в машинах Штумфа до 0,05 атм).

В машинах с противодавлением, пар из которых поступает в какие-либо нагревательные приборы и служит для целей варки, сушки, отопления и, т. п., давление выпуска может быть взято значительно выше атмосферного. Часто встречаются машины с

$$p_2 = 3 \div 4 \text{ атм,}$$

а при очень высоких давлениях свежего пара можно отработавший пар выпускать при давлении $10 \div 12 \text{ атм}$, направляя его из специальных машин высокого давления в машины нормального типа.

е) Сжатие пара.

Выгодность сжатия пара до определенного предела выяснена в § 13. Независимо от этого, сжатие полезно и в том отношении, что оно действует подобно упругому буферу, поглощает инерцию движущихся масс и способствует плавному ходу машины.

Сжатие препятствует гидравлическому удару впускаемого в цилиндр свежего пара, так как к моменту начала выпуска давление пара в цилиндре в значительной мере повышено сжатием.

На индикаторной диаграмме (фиг. 22) кривая сжатия представляет собою политропу, подобную кривой расширения. Она также подчиняется закону

$$pv^\lambda = \text{const,}$$

причем для машин, работающих насыщенным паром $\lambda = 1$.

В машинах для перегретого пара без паровой рубашки кривая сжатия также имеет очертание, близкое к равнобокой гиперболы. При наличии рубашки, особенно крышечного обогрева, кривая сжатия имеет приблизительно те же значения показателя λ , что и кривая расширения перегретого пара.

При проектировании линии сжатия на индикаторной диаграмме обычно исходят из конечной точки этой кривой (e_1 на фиг. 22). Конечным давлением сжатия p_c задаются:

$p_c = 2 \div 2,5 \text{ атм}$ при работе на конденсацию, (иногда и ниже 2 атм, если степень сжатия получается чрезмерной).

$p_c = (0,4 \div 0,75) p_1$ при работе на атмосферу.

В случае золотникового распределения продолжительность сжатия связана с другими моментами парораспределения и может колебаться в довольно широких пределах.

В машинах Штумпфа сжатие начинается с момента закрытия поршнем паровыпускных окон в точке e (фиг. 30).

Поэтому при проектировании этих машин кривую сжатия следует строить, исходя из точки e начала сжатия.

Благодаря продолжительному сжатию ($88 \div 90\%$), конечное давление сжатия p_c в машинах Штумпфа оказывается довольно высоким и тем большим, чем выше давление выпуска p_2 .

При работе на конденсацию, даже с малым вредным пространством, удается обычно давление p_c иметь ниже давления впуска p_1 . Однако, если ту же машину пустить на атмосферу, то сплошь и рядом давление p_c может превзойти давление p_1 , образовав на диаграмме петлю отрицательной работы и вредно действуя на прочность частей машины.

Машины Штумпфа строятся, главным образом, для работы на конденса-

цию. Чтобы иметь возможность работать и на атмосферу (в случае, например, поломки конденсационного устройства), цилиндр машины снабжается добавочными вредными пространствами, которые могут быть приключены к каждой из полостей цилиндра при работе на атмосферу. Увеличение вредного пространства понижает давление в конце сжатия p_c . Добавочные вредные пространства устраняются обычно в крышках цилиндра и приключаются к рабочим полостям цилиндра открыванием специальных клапанов или вручную или автоматически.

Величина вредного пространства V'_0 , необходимого при работе на атмосферу, может быть определена из следующего уравнения:

$$p_2(V_A - V_A' + V'_0)^n = p'_c V_A'^n.$$

Обозначения здесь соответствуют фиг. 30, причем под V'_0 понимается полная величина необходимого вредного пространства, а под p'_c — максимально допустимое давление сжатия.

Обозначим:

$$V_A - V_A' = aV_A;$$

$$V'_0 = xV_A.$$

* См. В. В. Фармаковский, Паровые прямооточные машины в применении к паровозам. «Известия киевского котлонадзора» за 1914 г.

В таком случае

$$p_2(aV_h + xV_h)^n = p_c'(xV_h)^n$$

$$\frac{a+x}{x} = \sqrt[n]{\frac{p_c'}{p_2}},$$

$$x = \frac{a}{\sqrt[n]{\frac{p_c'}{p_2}} - 1}. \quad (15)$$

Соответственно продолжительности сжатия в машинах Штумпфа, обычно

$$a = 0,9.$$

Величиной p_c' приходится задаваться с тем, чтобы она была меньше p_1 , но в то же время не слишком мала, так как это значительно увеличило бы вредное пространство.

Обычно

$$p_c' = p_1 - 1 \text{ ат.}$$

Что касается остальных величин в формуле (15), то

$$p_2 = 1,1 \text{ ата,}$$

$$n = 1,3.$$

Если нормальное вредное пространство в долях рабочего объема (при работе на конденсацию) мы назовем σ , то величина добавочного вредного пространства при пуске машины на атмосферу

$$\sigma_0 = x - \sigma.$$

Штумпф дает таблицу полной величины вредного пространства, необходимого для работы на атмосферу при следующих данных: пар сухой насыщенный, продолжительность сжатия 90%, конечное давление сжатия p_c' на 1 ат меньше давления впуска p_1 , давление выпуска $p_2 = 1,03 \text{ ата}$.

ТАБЛИЦА 6.

Давление впуска p_1 ата	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Полная величина вредного пространства x	27,9	23,8	21,3	19,2	17,6	16,25	15,15	14,2	13,4

Приведенные цифры дают понятие о том, как бесполезно велико должно выбираться вредное пространство для машин Штумпфа, работающих на атмосферу. Одно из существенных преимуществ этих машин — малое вредное пространство и его поверхности — при работе на атмосферу не имеет

места, почему стационарные прямоточные машины и строятся всегда с конденсационным устройством.

Благодаря большой продолжительности сжатия в машинах Штумпфа, конечное давление сжатия обычно получается бесполезно высоким и лишь при очень малом вредном пространстве может считаться с точки зрения термической стороны процесса — допустимым. В связи с этим обстоятельством были предложены конструкции прямоточных машин, в которых выпускные окна снабжены управляемыми клапанами или золотинками, а поршень сделан нормальной длины. Схемы таких машин изображены на фиг. 31.

В нижней схеме цилиндр имеет в общем такую же конструкцию, как и в машине Штумпфа, но поршень значительно укорочен, и выпуск пара из окон управляется специальным выпускным органом парораспределения. Пока в цилиндре происходит расширение пара, этот орган закрыт, открывается он лишь в конце хода поршня, и выпуск продолжается до закрытия поршнем окон. Сжатие составляет, таким образом, несколько менее 50% хода поршня.

В верхней схеме фиг. 31 цилиндр имеет два ряда выпускных управляемых окон. При движении поршня вправо (выпуск и расширение пара) оба ряда окон закрыты. В момент предварения выпуска окна открываются, а при движении поршня влево (выпуск пара) сначала закрывается поршнем ряд окон *A*, а затем *B*. После этого начинается сжатие пара, которое может быть сделано тем меньше, чем дальше от середины цилиндра отстоит ряд окон *A* и *B*.

В обоих случаях начало выпуска регулируется особым парораспределительным механизмом, и лишь начало сжатия устанавливается, как и в машине Штумпфа, самым расположением окон.

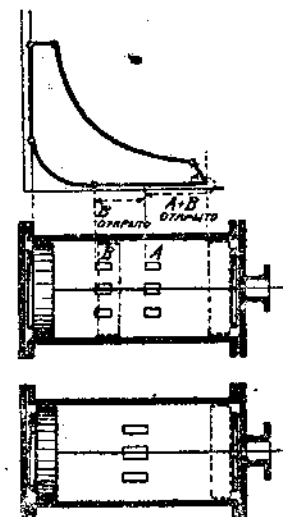
Проф. Штумпф в новейших конструкциях своих машин для уменьшения степени сжатия устраивает добавочные клапаны для выпуска пара, действующие или автоматически, или от особого привода. Так как клапаны эти располагаются возле крышек цилиндра, то этим самым принцип прямоточности нарушается. Такие клапаны, однако, могут с успехом заменить добавочное вредное пространство при работе машины на атмосферу.

ж) Предварение впуска.

Для того чтобы при мертвом положении поршня вредное пространство было бы уже заполнено острым паром давлением p_1 , впуск пара в цилиндр начинается до прихода поршня в мертвое положение. Величина предварения впуска должна быть тем больше, чем меньше сжат пар, чем больше вредное пространство и чем выше скорость поршня.

Обычно момент начала впуска кинематически связан с моментом отсечки и при изменении степени наполнения также меняет свое положение.

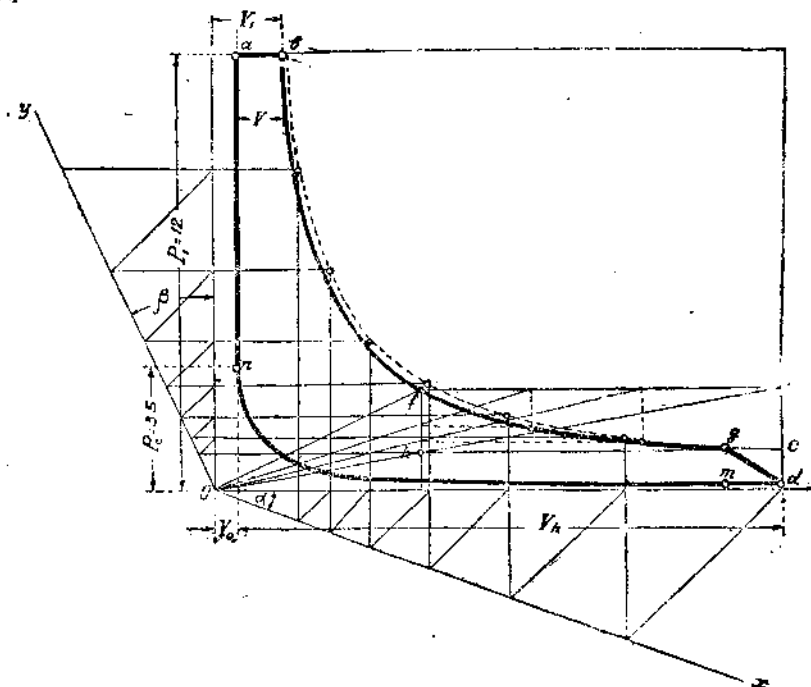
В среднем предварение впуска составляет от 0,8 до 2% хода поршня и на нормальной индикаторной диаграмме почти незаметно.



Фиг. 31. Схемы прямоточных машин с управляемыми окнами для выпуска пара.

§ 17. Примеры построения индикаторных диаграмм одноцилиндровых машин.

1. Машина Штумпфа с перегревом и конденсацией: давление пара при впуске $p_1 = 12 \text{ атм}$, температура пара при впуске $t_1 = 300^\circ$, давление в конденсаторе $p_2 = 0,08 \text{ атм}$, парораспределение — клапанами в крышке цилиндра.



Фиг. 32. Построение индикаторной диаграммы машины Штумпфа.

В соответствии с указаниями в § 16а выбираем величину вредного пространства

$$V_0 = 0,04V_A.$$

Удобными масштабами для построения диаграммы являются:

$$V_1 = 150 \text{ мм},$$

$$1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

Отложив рабочий объем цилиндра V_d (фиг. 32) в виде отрезка длиной 150 мм и вредное пространство $V_{\text{в}}$ в избранном масштабе — измеряемое отрезком 6 мм, найдем начало координат O .

На высоте 12 м через точку a проводим горизонтальную линию впуска. Задаемся давлением в конце расширения p_4 .

Примечание (§ 166)

$$D_s = 1 \text{ amu.}$$

Из точки c (на высоте p_c) строим обратным путем кривую расширения. Для иллюстрации проведем построение двумя способами.

а) Определим давление, при котором во время адиабатического расширения перегретый пар переходит в состояние насыщения; выше этого давления построим кривую расширения по точкам, как политропу $pv^n = \text{const}$, ниже — как равнобокую гиперболу.

Упомянутая точка перехода определена при помощи i - s -диаграммы проведенной на ней вертикальной прямой (адиабаты) от точки, соответствующей $p_1 = 12 \text{ ата}$, $t_1 = 300^\circ$ до пересечения с предельной кривой. Найденная точка лежит при давлении $2,8 \text{ ата}$.

На индикаторной диаграмме из точки c строим описанным в § 16а графическим способом равнобокую гиперболу, ограниченную по высоте давлением $2,8 \text{ ата}$ (точка f).

Для построения кривой проводим луч Oe из начала координат в точку, соответствующую давлению $2,8 \text{ ата}$, и отмечаем пересечение этого луча (точка h) с горизонталью через точку c . Проводим вертикаль hf и горизонталь ef . Лучами из начала координат вышеуказанным способом определяем несколько точек, принадлежащих гиперболе.

Начиная с точки f и выше, кривую расширения построим по закону

$$pv^n = \text{const},$$

причем выбираем в соответствии с температурой пара $n = 1,25$.

Кривую строим по точкам.

Начальные координаты

$$p = 28 \text{ мм}, \quad V = 56 \text{ мм}.$$

Положение точки b , например, определяется из уравнения ($p_1 = 120 \text{ мм}$)

$$28 \cdot 56^{1,25} = 120 V_1^{1,25},$$

$$V_1 = 17,5 \text{ мм}.$$

Таким же образом найдено еще несколько точек политропы и этим закончено построение кривой расширения.

Наполнение измеряется отрезком

$$V = V_1 - V_0 = 17,5 - 6 = 11,5 \text{ мм}.$$

В долях хода поршня (длины диаграммы) степень наполнения

$$\epsilon = \frac{11,5}{150} \approx 0,08.$$

б) Кривая расширения построена как политропа с одним показателем n по всей длине (кривая начерчена пунктиром), руководствуясь методом Брауэра.

Показатель кривой расширения принят (§ 16а)

$$n = 1,15.$$

Лучи Ox и Oy проведены под углом:

$$\alpha = 20^\circ$$

(произвольно выбран) и β , определяемым из уравнения:

$$\operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n - 1 = 1,364^{1,15} - 1 = 0,43,$$

$$\beta = 25^\circ 30'.$$

Практический прием построения кривой описан в предыдущем параграфе. Политропа лишь незначительно уклоняется от кривой, построенной по первому способу.

На диаграмме отмечено предварение выпуска в точке g ; причем $gc = 0,1V_k = 15 \text{ мм}$ (§ 16г). В соответствии с конструктивными особенностями машин Штумфа (§ 11д) сжатие начинается в точке m , лежащей на одной вертикали с точкой g (линия dm проведена при давлении $p_2 = 0,08 \text{ ата}$).

Кривая сжатия mn построена по точкам по закону:

$$pv^n = \text{const},$$

причем принято

$$n = 1,2.$$

Конечное давление сжатия p_c определено из уравнения

$$0,08 \cdot 141^{1,2} = p_c \cdot 6^{1,2}$$

(141 — абсцисса точки m в мм, 6 — то же точки n):

$$p_c = 3,5 \text{ ата}.$$

Определим еще величину вредного пространства, которое нужно иметь для того, чтобы при работе на атмосферу давление сжатия не превосходило давления впуска.

По формуле (15)*

$$x = \frac{0,9}{\sqrt{\frac{11}{1,1}} - 1} = 0,155$$

(конечное давление сжатия принято: $p'_c = 11 \text{ ата}$).

Необходимая величина добавочного вредного пространства при пуске на атмосферу (в процентах рабочего объема цилиндра)

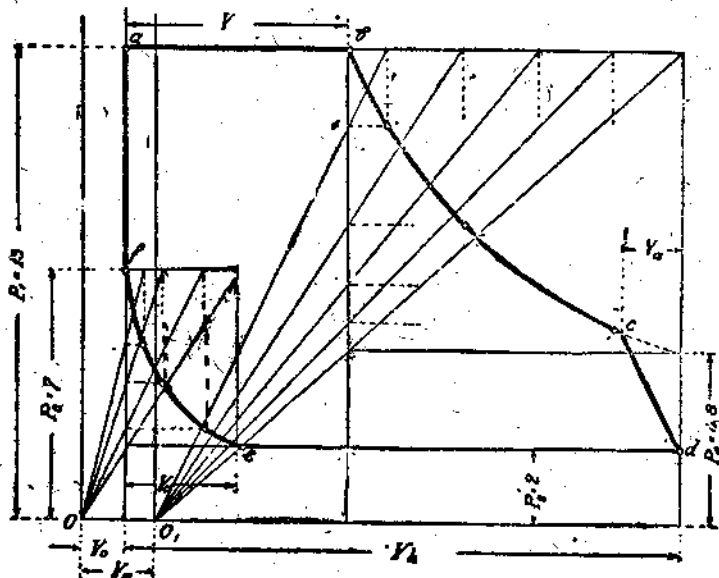
$$\sigma_0 = 15,5 - 4 = 11,5\%.$$

2. Локомотивная машина с противодавлением¹ и перегревом пара:

* 1 Пар при выпуске из машины направляется в какие-либо нагревательные приборы и служит для выпарки, сушки, обогрева помещений и т. п.

вредное пространство 8%.

Обрать значительно выше пределов, указанных в § 166.



Фиг. 33. Построение индикаторной диаграммы машины с противодавлением.

В данном случае мы зададимся степенью наполнения и примем ее, исходя из возможности применения простого золотника: $\epsilon = 40\%$.

Отложив на диаграмме (фиг. 33) рабочий объем цилиндра в виде отрезка

$$V_i = 150 \text{ mL}$$

и вредное пространство

$$V_1 = 0,08 \cdot 150 = 12 \text{ мм}$$

проведем линию впуска ab длиной

$$V = 0,4 \cdot 150 = 60 \text{ мм.}$$

Кривую расширения перегретого пара построим по способу Слуцкого как равнобокую гиперболу, но по отношению к новому началу координат.

Перенесем начало координат в точку O_1 , причем

$$V_n = OO_1 = mV_h = \left[\frac{0,2 \lg \tau (\varepsilon + \sigma)}{1 + \varepsilon + \sigma} \right] V_h.$$

В нашем случае:

$$\text{перегрев пара } \tau = 300^\circ - 190^\circ = 110^\circ$$

$$\varepsilon = 0,4,$$

$$\sigma = 0,08,$$

$$m = \frac{0,2 \lg 110 \cdot 0,48}{1,48} = 0,132.$$

На диаграмме мы отложим V_n в виде отрезка

$$V_n = mV_h = 0,132 \cdot 150 = 19,8 \text{ мм.}$$

Кривая bc представляет собою построенную известным способом равнобокую гиперболу из полюса O_1 .

Так как падение давления в конце расширения довольно значительно ($2,8 \text{ ат}$), предварение выпуска сделаем больше обычно практикующегося.

Примем

$$V_n = 0,12 V_h.$$

Давлением в конце сжатия зададимся.

Примем

$$p_c = 0,55 p_1 \approx 7 \text{ ат.}$$

Кривую сжатия построим обратным путем, исходя из точки f по закону

$$pv = \text{const.}$$

Полюсом построения служит начало координат O .

Приведенные примеры построения индикаторных диаграмм показывают, что цифровые данные, рекомендованные в § 16, являются лишь средними нормальными числами. Во многих случаях в зависимости от конструкции машины, ее назначения, режима работы приходится делать более или менее значительные отступления от нормальных величин.

§ 18. Определение мощности машины по индикаторной диаграмме.

Из термодинамики известно, что площадь диаграммы, изображающей изменение состояния пара в координатах p, v , представляет собою работу пара.

Индикаторная диаграмма в известном масштабе дает работу пара в одной из полостей цилиндра за один оборот вала.

Обозначим эту работу $Q \text{ кгм}$.

Так как обычно мы имеем дело с машинами двойного действия, то работа обеих полостей составляет за один оборот вала $2Q$, а при n оборотах в минуту мощность машины

$$N_i = \frac{2Qn}{60} \text{ кгм/сек,}$$

или

$$N_i = \frac{2Qn}{60 \cdot 75} \text{ л.с.}$$

Мощность N_i называется индикаторной. Полезная мощность машины меньше ее на величину механических сопротивлений (§ 14).

Площадь индикаторной диаграммы заменим равновеликой площадью прямоугольника, в котором основание равно длине диаграммы. Высоту этого прямоугольника обозначим p_i и назовем средним индикаторным давлением.

Очевидно

$$Q = p_i V_k = p_i F S;$$

где F — площадь поперечного сечения парового цилиндра в см^2 .

S — ход поршня в м .

p_i — в кг/см^2 .

Таким образом индикаторная мощность машины двойного действия

$$N_i = p_i F \frac{2Sn}{60 \cdot 75}. \quad (16)$$

В машине простого действия

$$N_i = p_i F \frac{Sn}{60 \cdot 75}. \quad (17)$$

Под площадью поперечного сечения цилиндра, или площадью поршня F разумеется свободная площадь, подверженная давлению пара, т. е. за вычетом площади сечения поршневого штока.

Формулы (16) и (17) выведены в предположении одинаковых полезных площадей поршня (F' и F'') в обеих полостях и одинаковых средних индикаторных давлений p_i . В действительности, F' обычно не равно F'' , и индикаторные диаграммы полостей несколько отличаются друг от друга.

Поэтому формула (16) в общем виде может быть переписана так:

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{Sn}{60 \cdot 75}, \quad (18)$$

причем для машины без контрштока

$$F' = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F'' = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2),$$

где D — диаметр цилиндра в см ,

d — диаметр поршневого штока в см .

Применение формулы (18) уместно при испытании машины. При проектировании же или для предварительных подсчетов можно пользоваться формулой (16), полагая в ней

$$F = 0,97 \frac{\pi D^2}{4},$$

т. е. считая (для машин среднего давления) сечение штока составляющим в среднем 3% от площади поршня

Так как средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{2 Sn}{60} = \frac{S \pi}{30}, \quad (19)$$

то

$$N_i = 0,97 \frac{\pi D^2}{4} \frac{p_i c_m}{75}, \quad (20)$$

или

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{c_m}{2 \cdot 75}. \quad (21)$$

Эффективная мощность машины (§ 14):

$$N_e = \eta_m N_i, \quad (22)$$

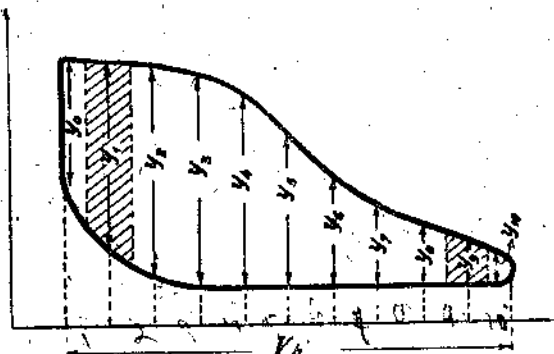
где η_m — механический к. п. д.

Пользуясь вышеуказанными формулами, можно определить мощность машины, зная ее размеры и индикаторную диаграмму; или же по заданной мощности и диаграмме — определить размеры цилиндра.

Первый случай имеет место при испытании, второй — при проектировании машины.

В обоих случаях существенно важной величиной является среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{Q}{V_h}.$$



Фиг. 34. Измерение площади индикаторной диаграммы.

Так как Q измеряется площадью индикаторной диаграммы, а V_h — длиной последней, то вопрос сводится к определению площади диаграммы.

Проще всего измерить площадь при помощи планиметра. Если его нет под рукой, можно рекомендовать следующий прием (фиг. 34).

Индикаторная диаграмма разбивается ординатами на 10 частей с равными расстояниями между ординатами. Каждая из ординат представляет собою среднюю линию трапеции; заштрихованной для первой и последней ординат. При длине диаграммы V_h площадь такой трапеции равна

$$\frac{V_h}{10} \cdot y, \quad \text{где } y — \text{длина ординаты.}$$

Проводя средние линии y_1 и y_{10} оставшихся на концах диаграммы площадок, найдем всю площадь диаграммы

$$Q = \frac{V_h}{10} \left(y_1 + y_2 + \dots + y_9 + \frac{y_0 + y_{10}}{2} \right).$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{Q}{V_h} = \frac{1}{10} \left(y_1 + y_2 + \dots + y_9 + \frac{y_0 + y_{10}}{2} \right) \quad (23)$$

p_i получится в тех же единицах длины, в которых измерены отрезки y . Зная масштаб давлений индикаторной диаграммы нетрудно определить p_i в кг/см^2 .

При проектировании новой машины обычно заданы: N_e , n , p_i , t_1 и p_2 . Руководствуясь тремя последними величинами, строится индикаторная диаграмма. Определяется среднее индикаторное давление p_i . Учитывая, что при построении диаграммы обычно пренебрегают наклоном линии впуска и не скругляют очертание диаграммы в переходных точках, следует ввести при нахождении среднего индикаторного давления коэффициент полноты диаграммы, который можно принимать равным 0,98. На эту величину следует умножить площадь диаграммы, измеренную по чертежу.

Задаются величиной механического к. п. д. — η_m .

Для хорошо построенных горизонтальных машин

$$\eta_m = 0,85 + 0,92.$$

Для хорошо построенных вертикальных машин:

$$\eta_m = 0,88 + 0,95.$$

По формуле (22) определяется индикаторная мощность N_i .

Задаются средней скоростью поршня c_m .

Обычно

$$c_m = 2 - 3 \text{ м/сек}^1,$$

но для машин быстроходных и с большим ходом поршня c_m доходит до 5 м/сек (в паровозных машинах до 7 м/сек).

По формуле (20) определяют диаметр цилиндра D , а по формуле (19) — ход поршня S .

При этом желательно, чтобы

$$\frac{S}{D} = 1,5 + 2 \text{ для обыкновенных машин с числом оборотов до 160 в минуту.}$$

$$\frac{S}{D} = 0,9 + 1,5 \text{ для быстроходных машин } (n > 160),$$

$$\frac{S}{D} = 1 + 1,3 \text{ для машин Штумпфа.}$$

Если отношение $\frac{S}{D}$ выходит из указанных пределов, а большинство случаев необходимо изменить c_m для получения желаемого результата².

При холостом ходе машина развивает мощность, величина которой в процентах от индикаторной нормальной мощности может быть определена по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \text{Для машин, работающих на атмосферу: } \xi &= 10 - 0,30 \sqrt{\frac{N_i}{c_m}} \\ \text{» » » » конденсацию } \xi &= 13 - 0,33 \sqrt{\frac{N_i}{c_m}} \end{aligned} \right\} \quad (23a)$$

¹ Для машин Штумпфа c_m доходит до 4,5 м/сек.

² В тихоходных машинах c_m получается иногда менее 1 м/сек.

Парораспределение машины должно быть спроектировано так, чтобы при минимальном наполнении развиваемая мощность была меньше мощности холостого хода.

Пример. Определим размеры цилиндра для горизонтальной машины Штумпфа, построение диаграммы которой разобрано в примере 1, § 17 (фиг. 32).

Кроме давления и температуры пара, заданы:

Эффективная мощность машины $N_e = 200$ л. с.

Число оборотов $n = 160$.

Сплайнсировав индикаторную диаграмму, найдем площадь ее

$$Q = 4710 \text{ мм}^2.$$

Умножив эту величину на коэффициент полноты диаграммы 0,98 и разделив на длину диаграммы (150 мм), определим среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{4710 \cdot 0,98}{150} = 30,7 \text{ мм},$$

или, принимая во внимание масштаб давлений на диаграмме (1 ат = 10 мм),

$$p_i = 3,07 \text{ кг/см}^2.$$

Зададимся механическим к. п. д. $\eta_m = 0,9$.

По формуле (22) индикаторная мощность машины

$$N_i = \frac{200}{0,9} = 222 \text{ л. с.}$$

Примем среднюю скорость поршня

$$c_m = 3 \text{ м/сек.}$$

По формуле (19) ход поршня

$$S = \frac{30 c_m}{n} = \frac{30 \cdot 3}{160} = 0,56 \text{ м},$$

$$S = 560 \text{ мм.}$$

Из уравнения (20) находим площадь поршня:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{75 N_i}{0,97 p_i c_m} = \frac{75 \cdot 222}{0,97 \cdot 3,07 \cdot 3} = 1865 \text{ см}^2.$$

Откуда диаметр цилиндра

$$D \approx 485 \text{ мм.}$$

$$\frac{S}{D} = \frac{560}{485} = 1,15$$

не выходит из границ, указанных для машин Штумпфа¹.

По формуле (23а)

$$\xi = 13 - 0,33 \sqrt{\frac{272}{3}} \approx 10,$$

т. е. на холостой ход затрачивается 10% нормальной индикаторной мощности машины, или 22 л. с.

§ 19. Аналитический расчет паровой машины. Определение степени наполнения по заданной мощности машины.

Для ориентировочных быстрых подсчетов можно обойтись и без построения индикаторной диаграммы. Задавшись давлением p_e в конце расширения, можно определить степень наполнения машины из уравнения:

$$p_1(\tau + \varepsilon)^n = p_e(1 + \tau)^n,$$

$$\varepsilon = (1 + \tau) \sqrt[n]{\frac{p_e}{p_1}} - \tau. \quad (24)$$

Точно так же, задавшись давлением в конце сжатия p_c , можно найти степень сжатия $\varepsilon_c = \frac{V_c}{V_s}$ (фиг. 33) из уравнения:

$$p_c \sigma^n = p_2(\tau + \varepsilon_c)^n,$$

$$\varepsilon_c = \tau \left(\sqrt[n]{\frac{p_c}{p_2}} - 1 \right). \quad (25)$$

Что касается среднего индикаторного давления, то для случая работы насыщенным паром его можно в достаточной степени точно определить по уравнению:

$$p_i = u(fp_1 - f'p_2), \quad (26)$$

где u , f и f' представляют собою определенные числовые коэффициенты, p_1 — давление свежего, p_2 — отработавшего пара.

Формула (26) основывается на определении площади индикаторной диаграммы как работы расширения и сжатия пара, протекающих по закону $pv = \text{const}$. Величина этой работы определяется по формулам, выводимым в термодинамике, в функции давления и объема пара.

¹ Считаю излишним еще раз отметить, что для машин обычного типа как величина ε_m , так и отношение $\frac{S}{D}$ должны быть другими.

Значения коэффициентов f и f' зависят от величины вредного пространства, степени наполнения и степени сжатия. В функции этих последних величин числовые величины коэффициентов (по Грассману) приведены в табл. 7.

ТАБЛИЦА 7.

$\varepsilon = \frac{V_A}{V}$	f					$\varepsilon_c = \frac{V_c}{V_A}$	f'			
	$\sigma = 0,08$						$\sigma = 0,08$			
	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08		0,02	0,04	0,06	0,08
0,00	0,00	0,079	0,130	0,172	0,208	0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	0,200	0,237	0,270	0,298	0,322	0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,10	0,282	0,312	0,339	0,363	0,385	0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,15	0,330	0,356	0,380	0,402	0,422	0,15	1,213	1,146	1,113	1,093
0,20	0,374	0,398	0,420	0,439	0,457	0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,25	0,413	0,434	0,453	0,470	0,505	0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,30	0,449	0,506	0,522	0,537	0,550	0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,35	0,489	0,561	0,580	0,601	0,611	0,35	1,877	1,653	1,536	1,459
0,40	0,522	0,537	0,552	0,561	0,577	0,40	2,192	1,903	1,749	1,647
0,45	0,559	0,568	0,620	0,631	0,641	0,45	2,526	2,172	1,980	1,853
0,50	0,661	0,670	0,680	0,688	0,697	0,50	2,880	2,456	2,229	2,076
0,55	0,717	0,725	0,733	0,739	0,746	0,55	3,245	2,757	2,489	2,270
0,60	0,767	0,772	0,778	0,781	0,789	0,60				

Коэффициент u в формуле (26) является коэффициентом полноты индикаторной диаграммы и может быть принят

$$u = 0,96 - 0,98.$$

Пример. Определить среднее индикаторное давление машины, работающей насыщенным паром $p_1 = 10$ атм на атмосферу. Вредное пространство $\sigma = 0,08$.

Принимая $p_2 = 1,1$ атм, $p_c = 2,3$ атм, $p_e = 5$ атм, находим по формуле 24 ($n = 1$):

$$\varepsilon = (1 + 0,08) \cdot \frac{2,3}{10} - 0,08 \approx 0,17.$$

Степень сжатия по формуле (25):

$$\varepsilon_c = 0,08 \left(\frac{5}{1,1} - 1 \right) \approx 0,28.$$

Из табл. 7 интерполяцией находим

$$f = 0,535,$$

$$f' = 1,262.$$

Принимая $u = 0,96$, находим по формуле (26):

$$p_i = 0,96 (0,535 \cdot 10 - 1,262 \cdot 1,1) = 3,8 \text{ кг/см}^2.$$

Для машин, работающих перегретым паром, вышеописанный способ определения среднего индикаторного давления неприменим (вычисление коэффициентов f и f' становится слишком сложным).

Аналитический метод расчета машины (без построения индикаторной диаграммы) ни в коем случае не следует применять при проектировании машины. Зато он с успехом может быть рекомендован для таких, например, подсчетов, как определение степени наполнения по заданной мощности.

В этом случае по одной из формул предыдущего параграфа определяется среднее индикаторное давление p_i . По табл. 7 выбирается коэффициент f' (степень сжатия должна быть известна), и по формуле (26) находится коэффициент f :

$$f = \frac{1}{p_1} \left(\frac{p_i}{u} + f' p_2 \right). \quad (27)$$

Табл. 7 дает возможность подыскать соответствующую этому коэффициенту степень наполнения.

Этот метод можно применить и к машине, работающей перегретым паром, вводя поправку по способу Грассмана, описанному в нижеследующем примере.

Пример¹. Одноцилиндровая машина работает паром 7 *атм*, температурой 270° на конденсацию ($p_2 = 0,21$ *атм*). Число оборотов машины — 130 в минуту, нормальная мощность — 110 л. с.

Диаметр цилиндра 420 мм. Ход поршня — 600 мм. Степень сжатия $\epsilon_c = 1,5$. Вредное пространство $\alpha = 0,04$.

Требуется определить степень наполнения при максимальной мощности машины — 160 л. с.

По формулам (16) и (22) находим среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{60,75 N_n}{2\pi_m F S n}.$$

Принимая

$$\eta_m = 0,915$$

(обычно несколько больше, чем при нормальной нагрузке),

$$n = 128$$

(на 1,5% меньше нормального числа оборотов в связи со степенью неравномерности регулятора),

$$F = 0,97 \frac{\pi D^2}{4} \approx 1\,360 \text{ см}^2,$$

находим

$$p_i = \frac{2\,250 \cdot 160}{0,915 \cdot 1\,360 \cdot 0,6 \cdot 128} = 3,77 \text{ кг/см}^2.$$

По табл. 7 находим

$$f = 1,903.$$

¹ Заимствован из книги R. Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, Berlin 1924.

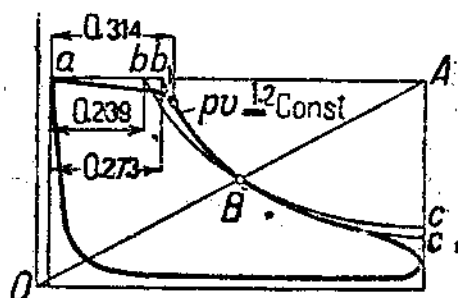
По формуле (27), полагая $u = 0,98$:

$$f = \frac{1}{7} \left(\frac{3,77}{0,98} + 1,903 \cdot 0,21 \right) = 0,603.$$

В табл. 7 величине $f = 0,552$ соответствует $\epsilon = 0,20$; величине $f = 0,620$ соответствует $\epsilon = 0,25$. Интерполяцией находим $\epsilon = 0,239$.

Так как машина работает перегретым паром, то найденная величина не является окончательной.

Грассман считает, что при работе перегретым паром среднее индикаторное давление следует выбирать таким же, как и для машин насыщенного пара. Поэтому он рекомендует менять степень наполнения при переходе на работу перегретым паром следующим приемом: начертить кривую расширения насыщенного пара bc по закону $pv = \text{const}$ (фиг. 35), из начала



Фиг. 35. Определение степени заполнения машины, работающей перегретым паром.

координат провести диагональ OA и через точку B — кривую расширения перегретого пара b_1c_1 (по закону $pv^n = \text{const}$). Отрезок ab_1 даст величину теоретической степени наполнения при работе перегретым паром (площади диаграмм, ограниченных линиями bc и b_1c_1 , приблизительно равны).

В разбираемом примере кривой b_1c_1 , построенной по закону $pv^{1.2} = \text{const}$, соответствует теоретическая степень наполнения $\epsilon = 0,273$. Действительная степень наполнения (учитывая дросселирование пара) должна составлять около 0,314.

§ 20. Определение расхода пара машинной по индикаторной диаграмме.

Объем пара занимающего цилиндр в момент отсечки (конец выпуска) составляет (фиг. 33):

$$V_c + V = (\sigma + \epsilon) V_A.$$

Если мы обозначим удельный вес свежего пара — γ_1 (соответственно давлению p_1 и температуре t_1), то вес находящегося в цилиндре пара равен

$$(\sigma + \epsilon) V_A \gamma_1.$$

В точке ϵ (в начале сжатия) в цилиндре оставался объем пара

$$V_c + V_c = (\epsilon_c + \sigma) V_A^*,$$

весом

$$(\epsilon_c + \sigma) V_A^* \gamma_A^*.$$

* ϵ_c — степень сжатия, равная $\frac{V_c}{V_A^*}$.

где γ_2 — удельный вес отработавшего пара при давлении p_2 . Приблизительную величину γ_2 следует определять при помощи i - s -диаграммы, проведя на ней адиабату расширения от начального состояния пара до давления p_2 и определяя таким образом приблизительное состояние пара при выпуске.

Таким образом за один ход поршня в цилиндр выпускается количество пара (в кг)

$$G = V_h [(\epsilon + \sigma) \gamma_1 - (\epsilon_c + \sigma) \gamma_2].$$

При n оборотах в минуту расход пара машиной в час

$$G_v = 120 n [(\epsilon + \sigma) \gamma_1 - (\epsilon_c + \sigma) \gamma_2] V_h. \quad (28)$$

Таким образом определяемый по диаграмме расход пара на 1 и. л. с. ч.

$$D_i' = \frac{G_v}{N_i}.$$

Имея в виду, что по формуле (16)

$$\frac{120 n V_h}{N_i} = \frac{120 n F S}{N_i} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{10\,000 p_i} = \frac{27^1}{p_i}$$

расход пара можно представить также следующей формулой:

$$D_i' = \frac{27}{p_i} [(\epsilon + \sigma) \gamma_1 - (\epsilon_c + \sigma) \gamma_2] \text{ кг/и. л. с. ч.} \quad (29)$$

Полный расход пара на индикаторный силов час

$$D_i = D_i' + D_i'' + D_i''',$$

где D_i'' — расход пара на начальную конденсацию [форм. (7) в § 12],

D_i''' — расход пара на пропуски [форм. (5) в § 8].

Определение расхода пара по этим формулам не дает настолько точный результат, чтобы им можно было пользоваться при испытании машины. Неточность обуславливается следующими причинами:

- 1) трудностью точного определения степеней наполнения и сжатия по индикаторной диаграмме, снятой с машины;
- 2) неточностью в определении удельного веса γ_2 ;
- 3) отличием удельного веса пара в конце впуска от той величины, которая принята в расчете: благодаря начальной конденсации удельный вес пара увеличивается к концу впуска, — в особенности значительно при перетект паре,
- 4) неточностью формул для D_i'' и D_i''' , которые не могут быть распространены на все случаи практики.

¹ В знаменатель введено 10 000 потому, что в формуле (28) площадь поршня $F = \frac{V_h}{S}$ выражена в м², а в формуле (16) — в см².

Расход пара, вычисленный по изложенному методу, может служить лишь для расчетных целей при проектировании, и то, главным образом, при работе насыщенным паром.

В § 24 дан несколько более точный метод подсчета расхода пара по индикаторной диаграмме.

Пример. Определим расход пара для машины с противодавлением, индикаторная диаграмма которой разобрана в § 17 (фиг. 33).

Для этой машины:

$$p_1 = 13 \text{ атм},$$

$$t_1 = 300^\circ \text{Ц},$$

$$p_2 = 2 \text{ атм},$$

$$\epsilon = 0,4,$$

$$\sigma = 0,08,$$

$$\epsilon_s = 0,2.$$

Мощность машины

$$N_i = 250 \text{ л. с.}$$

Размеры цилиндра:

$$D = 500 \text{ мм}, \quad S = 750 \text{ мм.}$$

Число оборотов:

$$n = 120.$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{S n}{30} = \frac{0,75 \cdot 120}{30} = 3 \text{ м/сек.}$$

Удельный вес пара при впуске в машину

$$\gamma_1 = \frac{\frac{10000}{47,17} - 160}{13} = \frac{\frac{10000}{47,1 \cdot 573} - 160}{13} = 5,32 \text{ кг/м}^3.$$

При выпуске

$$\gamma_2 = 1,11 \text{ кг/м}^3.$$

(γ_2 взято по таблицам для сухого насыщенного пара при давлении $p_2 = 2 \text{ атм}$, так как нанесение процесса расширения на диаграмму $i-s$ показывает, что пар будет выходить из машины почти сухим насыщенным).

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi}{4} 0,5^2 \cdot 0,75 = 0,147 \text{ м}^3.$$

Расход пара по диаграмме (формула 28):

$$G_m = 120 \cdot 120 \cdot (0,48 \cdot 5,32 - 0,28 \cdot 1,11) \cdot 0,147 = 4750 \text{ кг/час.}$$

Расход пара на единицу мощности

$$D_i' = \frac{4750}{250} = 19 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Расход пара на начальную конденсацию [форм. (7) в § 12]:

$$D_i'' = a \frac{B}{V c_m} = \frac{0,91 \cdot 0,5}{\sqrt{3}} = 0,26 \text{ кг/л. с. ч.}$$

В формуле согласно указаний § 12 приняты:

$$a = 0,91; \quad B = 0,5 \text{ (перегретый пар).}$$

Расход пара на пропуски [формула (5) в § 8]:

$$D_i''' = \left(\frac{8,8}{\sqrt{N_i c_m}} + \frac{1}{2 c_m} \right) \cdot 0,75^1,$$

$$D_i''' = \left(\frac{8,8}{\sqrt{250 \cdot 3}} + \frac{1}{2 \cdot 3} \right) \cdot 0,75 = 0,37 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Полный расход пара машиной на 1 л. с. ч.

$$D_i = 19 + 0,26 + 0,37 = 19,63 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Этот расход чрезвычайно велик и объясняется большой степенью наполнения и высоким противодавлением.

Отметим что для хороших машин, работающих паром нормального давления с перегревом и конденсацией, расход пара на силочас составляет 5—6 кг и в лучших случаях доходит до 4 кг.

Независимо от этого, полученная цифра может в значительной степени отличаться от действительного расхода пара, вследствие примитивности метода расчета, в особенности в применении к перегретому пару.

III. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИНЫ ПРИ ПОМОЩИ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.

§ 21. Устройство индикатора и пользование им.

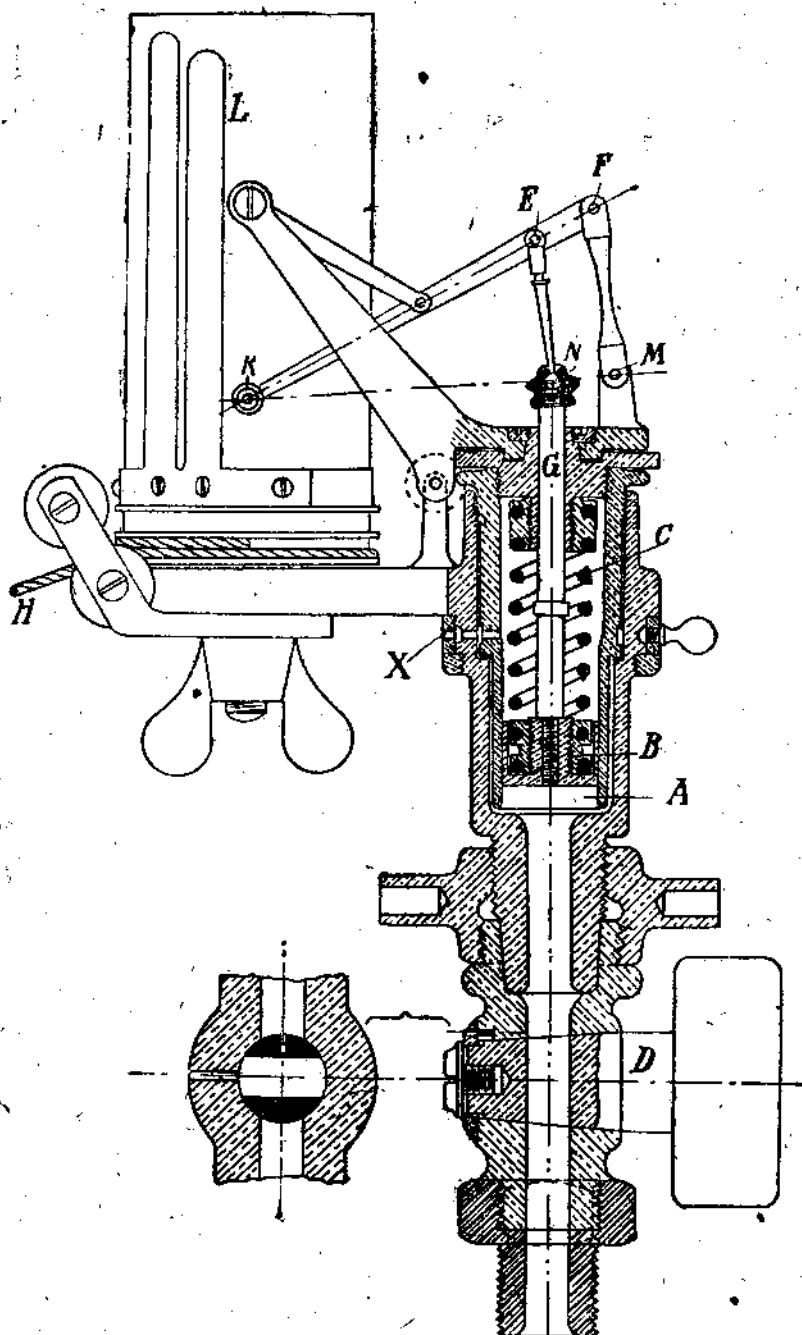
Как было указано в § 3, индикаторная диаграмма может быть снята с работающей машины при помощи прибора, называемого индикатором.

Типичная конструкция индикатора представлена на фиг. 36 (индикатор Розенкрайца).

Цилиндр *A* при посредстве крана *D* сообщается с исследуемой полостью парового цилиндра машины (в стенке последнего всегда делаются два отверстия с резьбой Витворта диаметром 1", сообщающиеся с вредными пространствами цилиндра и служащие специально для индицирования). В цилиндре индикатора может перемещаться поршень *B*, связанный с пишущим прибором таким образом, что при перемещении поршня карандаш *K* чертит вертикальные прямые линии на бумаге, которая обертывается вокруг барабана *L*. Под давлением пара в цилиндре машины поршень *B* движется вверх, сжимая при этом пружину *C*. При уменьшении давления в цилиндре пружина возвращает поршень *B* вниз. Таким образом каждому давлению пара соответствует определенное положение индикаторного поршня, а вместе с ним и карандаша *K*.

Барабан *L* индикатора может поворачиваться вокруг своей оси, причем

¹ Коэффициент 0,75 введен, так как машина работает перегретым паром (см. § 6).



Фиг. 36. Индикатор фирмы Dreyer, Rosenkranz & Döör с внутренней пружиной.

в одну сторону он вращается под действием шнурка H , а обратно возвращается пружиной, заложенной внутри барабана. При вращении барабана и постоянном давлении в цилиндре карандаш K чертит на бумаге горизонтальные прямые линии.

Для того чтобы согласовать движение барабана с ходом поршня исследуемой машины, шнурок H соединяют с крейскопфом или иной движущейся согласно с поршнем частью машины. Так как длина окружности барабана велика (диаметр барабана обычно $30 + 50$ мм), то соединение барабана с крейскопфом производится при помощи ходоуменьшителя. В качестве последнего на машине может быть пристроена простая рычажная передача, причем длинное плечо рычага соединяется с крейскопфом, а короткое — со шнуром H ; чаще же приходится применять ходоуменьшители, специально изготовляемые фирмами, строящими индикаторы. Конструкция одного из них взята из фотографии на фиг. 37, где ходоуменьшитель привинчен к индикатору. Шнурок H наворачивается на маленький шкивок O ходоуменьшителя. На одной оси с ним насажен большой шкивок P , вокруг которого наведен шнур, соединяющийся с крейскопфом. При движении последнего шкивки P и O вращаются (в одну сторону — натяжением шнура S ; в обратную — пружиной, заложенной в шкивке P), причем перемещение шнурка H во столько раз меньше хода крейскопфа, во сколько раз диаметр шкивка O меньше диаметра шкивка P .

Таким образом при постоянном давлении в цилиндре, карандаш K проводит на бумаге горизонтальные прямые, длина которых пропорциональна ходу поршня машины, или объему ее цилиндра. При одновременном изменении давления пара карандаш вычерчивает кривую состояния пара в координатах $p\phi$, т. е. индикаторную диаграмму.

Пружина является сменной частью индикатора. К последнему прилагается ряд пружин, рассчитанных на различные максимальные давления. В зависимости от давления пара в машине, в индикатор закладывают ту или иную пружину. Каждая пружина калибрована, на ней выбит ее масштаб, т. е. прогиб в мм при изменении давления на 1 кг/см^2 , увеличенный в отношении плеч рычага KF . Это отношение обычно равно 6, и, таким образом, величина прогиба пружины в 6 раз меньше ее масштаба. Зная масштаб пружины, нетрудно определить давление в любой точке диаграммы, а также и среднее индикаторное давление. Последнее, найденное из диаграммы в мм, нужно для перевода в кг/см^2 разделить на масштаб пружины.

Масштаб пружины зависит от ее температуры. Поэтому индикаторы с наружной пружиной (фиг. 37) более предпочтительны, чем индикаторы с внутренней пружиной, обогреваемой паром. Масштаб последней должен определяться в горячем состоянии. Независимо от температуры масштаб пружины с течением времени меняется, так что перед каждым испытанием полезно масштаб проверить, для чего применяются специальные приборы.

Наиболее известны индикаторы Розенкранца, Майгака, Шеффер, Буденберга и Лемана.

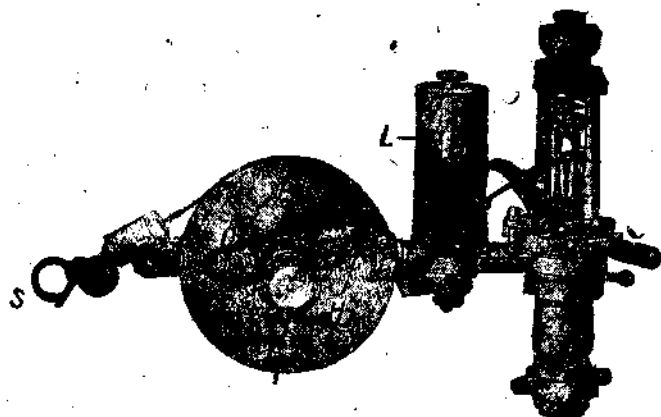
Несмотря на простоту конструкции, индикаторы требуют умелого, осторожного обращения и тщательного ухода.

Перед употреблением необходимо индикатор разобрать, поставить пружину, соответствующую максимальному давлению пара в машине, тщательно свинтить части индикатора, чтобы карандаш не имел мертвого хода, смазать крестным маслом цилиндр индикатора.

Пружину при точных исследованиях желательно проверить и до и после испытания, выбрав за истинный масштаб среднюю величину обоих испытаний.

Необходимо убедиться в том, что поршень индикатора плотно прилегает к цилиндру по всей длине без пропусков пара; но и без заедания. Пропуск пара обнаруживается просачиванием воды и пара через отверстия в индикаторе, сообщающиеся с верхней полостью цилиндра индикатора (фиг. 36. X). Заедание поршня легко обнаруживается при съёмке диаграммы (см. ниже).

Часто устанавливают на машину лишь один индикатор, соединяя его с обоими полостями цилиндра при помощи трехходового крана. При точных исследованиях такой способ индирования недопустим, так как в длинных



Фиг. 37. Индикатор фирмы Dreyer, Rosenbaum & Oetor с наружной пружиной и ходоуменьшителем.

трубках, соединяющих индикатор с полостями цилиндра, происходит падение давления, кроме того, в них скопится конденсационная вода, вызывающая удары о поршень индикатора: удары эти искажают диаграмму.

Во всяком случае перед установкой индикатора индикаторные краны должны быть хорошо продуты. Перед съёмкой диаграммы продувку полезно повторить, вынув поршень индикатора, или применяя специальный трехходовый кран под индикатором.

Шнуры к ходоуменьшителю должны быть хорошо натянуты в обоих мертвых положениях машины. Ходоуменьшитель должен быть установлен так, чтобы длина диаграммы была бы возможно близка к длине окружности индикаторного барабана.

Проведя на барабане индикатора атмосферную линию (при закрытом кране), следует, открыв кран, пропустить несколько ходов и только после этого снять диаграмму.

После употребления индикатор должен быть разобран, тщательно вытерт, вычищен и смазан костяным маслом.

§ 22. Оценка работы машины по индикаторной диаграмме.

Диаграмма, снятая с машины, служит лучшим показателем правильности процесса в машине.

В предыдущих параграфах были рассмотрены идеальные диаграммы паровых машин и допустимые от них отступления. Понятие о нормальной индикаторной диаграмме можно считать поэтому установленным, и ниже будут приведены типичные неправильности диаграмм, указывающие на ту или иную ненормальность процесса.

Следует отметить, что ряд неправильностей в диаграммах может быть обусловлен индикатором, его состоянием или неумелым с ним обращением, поэтому такого рода искажения диаграмм мы выделим в особую группу (фиг. 38—40).



Фиг. 38. Удар воды в индикаторе или слабая пружина, не преодолевающая инерции движущихся масс индикатора.



Фиг. 39. Слишком длинный шнур и ходоуменьшитель. Часть хода поршня машины проходит при неподвижном барабане индикатора. Характерен стук последнего.



Фиг. 40. Заедание индикаторного поршня (скачки на линии расширения).

На фиг. 41—50 приведены индикаторные диаграммы, ненормальность которых обуславливается самим процессом в машине.



Фиг. 41. Малое предварение впуска, а в некоторых случаях даже начало впуска после выхода поршня из мертвого положения.

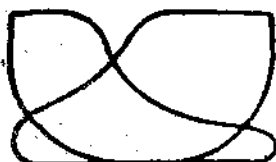


Фиг. 42. Слишком большое предварение впуска.

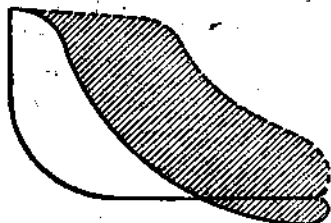
Для выяснения ненормальности диаграмм, подобных фиг. 46 и 49, достаточно измерить давления впуска и выпуска на диаграмме и сравнить их с соответствующими показаниями манометров. В этих и остальных приведенных случаях неправильность процесса достаточно ясна и часто легко исправима.



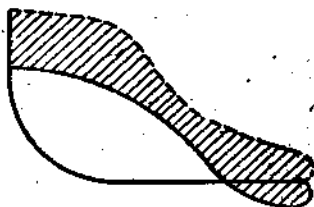
Фиг. 43. Торможение впускаемого пара; вследствие недостаточного сечения каналов для впуска пара в цилиндр.



Фиг. 44. Неодинаковые степени наполнения в обоих полостях цилиндра вследствие неправильной установки парораспределения.



Фиг. 45. Если показатель кривой расширения в нормальных пределах, — слишком малая степень наполнения, например, при неполной нагрузке.



Фиг. 46. Малое давление пара в котле или сильное дросселирование впускным клапаном.



Фиг. 47. Чрезмерное опережение выпуска.



Фиг. 48. Малое предвращение выпуска.



Фиг. 49. Высокое противодавление вследствие неправильной работы конденсационного устройства или малого сечения паровыпускных каналов (паропровода).



Фиг. 50. Высокое сжатие благодаря раннему закрытию выпускного канала. Такая же диаграмма может получиться при малом давлении впуска.

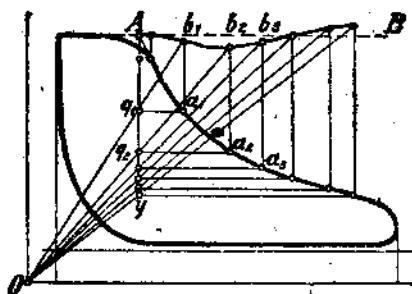
Однако для окончательного суждения о нормальности рабочего процесса необходимо еще исследовать кривую расширения пара путем определения ее показателя n . Составляя уравнение

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

для двух любых точек кривой расширения, легко определить показатель n , так как p_1, v_1, p_2 и v_2 для выбранных точек известны. Обычно n определяется в начале, середине и в конце кривой расширения (по 6 точкам).

Можно рекомендовать для машин, работающих насыщенным паром, графический прием, предложенный проф. Дэрфелем (фиг. 51).

Продолжая линию впуска и расширения до взаимного пересечения, находят точку A , соответствующую моменту отсечки (начало расширения). Через эту точку проводят вертикаль. Через любые точки a_1, a_2, a_3 кривой расширения проводят горизонтали до пересечения с Au в точках q_1, q_2 и т. д. Через эти точки из начала координат O проводят лучи до пересечения в точках b_1, b_2, b_3 с вертикалями через точки a_1, a_2, a_3 . Так как описанный способ применяется в обратном порядке при построении равнобокой гиперболы (§ 16, в), то при расширении пара по закону $pv = \text{const}$, линия AB должна представлять собой горизонтальную прямую. Если же эта линия, называемая характеристикой Дэрфеля, окажется криволинейного очертания, — показатель n кривой расширения не равен 1. При этом кривая



Фиг. 51. Характеристика Дэрфеля.

AB поднимается, если $n < 1$, и опускается, если $n > 1$. В последнем случае кривая расширения идет круче равнобокой гиперболы, в первом — положе ее. Крутое очертание кривой расширения ($n > 1$) в большинстве случаев объясняется неплотностью выпускного органа или поршня: пар во время расширения вытекает из цилиндра или перетекает в соседнюю полость. При неплотности поршня показатель $n > 1$ только в начале расширения; в конце же

его перетекание пара в соседнюю полость прекращается, так как в последней начинается сжатие пара.

Если $n < 1$ (кривая расширения положе равнобокой гиперболы), то причина обычно кроется в неплотности впускного органа: во время расширения пар еще поступает в цилиндр. ●

На показатель кривой расширения влияет и величина начальной конденсации пара в цилиндре. Как уже указывалось в § 16 в, благодаря начальной конденсации показатель n в начале расширения больше, а в конце меньше своей нормальной величины. По разности этих цифр можно судить о значительности потери от начальной конденсации.

Для перегретого пара показатель n в различных точках политропы расширения удобнее всего определять аналитически¹.

¹ Существует и графический способ Лейбнера, использующий метод Брауэра построения политропы. Способ не так прост, как характеристика Дэрфеля, а потому мы его и не рекомендуем. Интересующихся отсылаем к статье в Z. d. V. d. I. за 1913 г., стр. 534 и 1968.

Таким образом положение основных точек индикаторной диаграммы и определение показателя кривой расширения выясняют в полной мере правильность рабочего процесса машины; при испытании машины такое исследование диаграммы представляется необходимым.

Метод сравнения действительной диаграммы с диаграммой идеального процесса описан в § 14.

§ 23. Исследование индикаторной диаграммы с адиабатическим расширением и сжатием пара.

Хотя исследованию подлежит диаграмма машины без потерь тепла, однако, результаты приложимы и к действительной машине, так как наличие вредного пространства и неполное расширение пара во внимание приняты.

Илагаемый метод предложен проф. Шюле, который взамен ранее применявшихся громоздких вычислений при помощи *ре-диаграммы*, ввел в расчеты машины пользование *диаграммой $i-s$* .

На фиг. 52 представлена индикаторная диаграмма *ABCDEF*, отличающаяся от действительной лишь адиабатическим течением процессов расширения и сжатия. Определению подлежат: работа, совершаемая паром по этой диаграмме, среднее индикаторное давление, расход пара, термический к. п. д. Попутно легко установить влияние на расход пара величины вредного пространства и степени сжатия.



Фиг. 52. Индикаторная диаграмма с адиабатическим расширением и сжатием пара.

Работа пара при расширении изображается косо заштрихованной площадью A_1BCC_1 . Ту же работу, но в тепловых единицах легко получить на $t-s$ -диаграмме (фиг. 53), измеряя разности теплосодержаний пара в точках B и C при давлениях p_1 и p_2 . Если все работающее в цилиндре количество пара, измеряемое отрезком A_1B на p -диаграмме, равно 1 кг, то площадь A_1BCC_1 эквивалентна h калорий, представляемых вертикалью BC .

Состояние пара в точке E идентично с состоянием в точке C в момент полного расширения до давления p_2 . На i - s -диаграмме точка E определяется продолжением вертикали BC до давления p_2 . Работа сжатия на фиг. 52 изображается площадью F_1FED_1 . Если количество сжимаемого пара равно 1 кг, то работа при сжатии составляет h_c калорий, измеряемых на i - s -диаграмме отрезком EF (от давления p_2 до p_c). Количество свежего пара, выпускаемого в цилиндр, обозначим G килограммов, количество пара, подтергающегося сжатно, — G' килограммов. Во время расширения в цилиндре, таким образом, работает $G + G'$ килограммов.

Так как в точках E и C' (фиг. 52) состояние пара одинаковое, то количества пара G' и $G + G'$ в этих точках относятся, как их объемы, т. е.

$$\frac{G'}{G + G'} = \frac{D_0 E}{D_0 C'}.$$

Если удельный объем пара в точке E обозначим v' , а в точке F — v_c (удельные объемы легко определить при помощи i - s -диаграммы), то

$$\frac{D_0 E}{F_0 F} = \frac{v'}{v_c},$$

откуда

$$D_0 E = \frac{v'}{v_c} F_0 F.$$

Таким же образом для линии расширения (точки C и C'):

$$\frac{D_0 C}{C_0 C} = \frac{v'}{v_c}; \quad D_0 C = \frac{v'}{v_c} C_0 C.$$

Из этих соотношений следует:

$$\frac{G'}{G + G'} = \frac{\frac{v'}{v_c} F_0 F}{\frac{v'}{v_c} C_0 C}.$$

Так как

$$\frac{F_0 F}{C_0 C} = \frac{\sigma}{1 + \sigma},$$

то

$$\frac{G'}{G + G'} = \frac{v_c}{v'} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma} = \phi.$$

При последнем обозначении

$$G' = \frac{\phi}{1 - \phi} G,$$

$$G + G' = \frac{1}{1 - \phi} G.$$

Если количество свежего пара $G = 1$ кг, то во время расширения работает $\frac{1}{1 - \phi}$ кг, а во время сжатия $\frac{\phi}{1 - \phi}$ кг.

Установив это, можно вычислить работу, представляемую отдельными площадками индикаторной диаграммы в кал/кг .

$$\text{Площ. } A_0 B C C_0 = + \frac{1}{1 - \phi} h_c$$

$$\gg C_0 C D D_0 = + \frac{1}{1 - \phi} \cdot \frac{1}{427} (p_1 - p_2) v_c$$

$$\gg F_0 F E D_0 = - \frac{\phi}{1 - \phi} h_c$$

$$\gg A_0 A F F_0 = - \frac{\phi}{1 - \phi} \cdot \frac{1}{427} (p_1 - p_c) v_c.$$

Алгебраическая сумма этих площадей представляет собою площадь индикаторной диаграммы (работу 1 кг пара в машине без потерь от теплообмена и пропусков пара).

В тепловых единицах¹:

$$AL' = \frac{1}{1-\phi} (h_s - \phi h_c) + \frac{10\,000}{427} \cdot \frac{1}{1-\phi} [(p_s - p_2) v_s - \phi (p_1 - p_c) v_c] \text{ кал/кг}, \quad (30)$$

причем давления p выражены в этой формуле в кг/см².

Среднее индикаторное давление p_i получится делением работы L' на объем, соответствующий ходу поршня (длине диаграммы). Объем, изображаемый отрезком C_0C , составляет $\frac{1}{1-\phi} v_s$, рабочий же объем

$$\frac{1}{1+\sigma} \cdot \frac{1}{1-\phi} v_s.$$

Поэтому

$$p_i = (1 + \sigma)(1 - \phi) \frac{L'}{v_s}$$

или

$$p_i = \frac{1 + \sigma}{v_s} \{ 427 (h_s - \phi h_c) + 10\,000 [(p_s - p_2) v_s - \phi (p_1 - p_c) v_c] \} \text{ кг/см}^2;$$

$$p_i = (1 + \sigma) \left[\frac{427 (h_s - \phi h_c)}{10\,000 v_s} + p_s - p_2 - \phi (p_1 - p_c) \frac{v_c}{v_s} \right] \text{ кг/см}^2. \quad (31)$$

Так как термический эквивалент 1 силочаса равен 632 кал, то, называя расход пара на 1 л. с. ч. в разбираемом процессе D' , найдем

$$AL'D' = 632,$$

откуда

$$D' = \frac{632}{AL'}. \quad (32)$$

Коэффициент полезного действия процесса², относя его к теплосодержанию острого пара:

$$\eta = \frac{AL'}{h_i}. \quad (33)$$

При помощи формул (31) и (32) расчет машины можно производить и без построения диаграммы, вводя, однако, поправку на неадиабатичность процесса.

В машине с полным расширением (до точки C') и полным сжатием (до точки A) работа AL' получится из формулы (30) по подстановке h' вместо h_s и h_c (h' — полное падение тепла, измеряемое отрезком BE на фиг. 53), p_2 вместо p_s и p_1 вместо p_c :

$$AL' = h'.$$

¹ В отличие от работы идеального процесса L_0 (§ 7), работа в разбираемом случае обозначена L' .

² Коэффициент η является как бы индикаторным к. п. д. данного процесса (§ 14). Он мог бы быть назван и термическим к. п. д., если этот процесс считать практически идеальным.

Таким образом, как уже указывалось в § 13, в машине с полным расширением и полным сжатием величина вредного пространства не оказывает влияния на площадь индикаторной диаграммы. Легко убедиться, однако, что при полном сжатии, но неполном расширении, влияние вредного пространства не исчезает.

Пример¹. Паровая машина работает перегретым паром $p_1 = 13 \text{ атм}$, $t_1 = 300^\circ \text{Ц}$. Давление в конце расширения $p_2 = 0,7 \text{ атм}$, в конденсаторе $p_3 = 0,1 \text{ атм}$. Расширение и сжатие адиабатические.

Определить среднее индикаторное давление p_i , расход пара D' и к. п. д. η при конечных давлениях сжатия:

$$p_c = 1, 2, 6, 10 \text{ атм},$$

и при величине вредного пространства

$$\sigma = 0,02.$$

Для первого случая ($p_c = 1$) $h_1 = 132,7 \text{ кал/кг}$; $h_2 = 78 \text{ кал/кг}$ (определено по i - s -диаграмме на фиг. 53 в виде отрезков BC и FE).

Удельные объемы пара находятся при помощи таблиц для насыщенного пара и степеней сухости, определяемых на i - s -диаграмме. Так, для давления $p_2 = 0,7 \text{ атм}$ $v''_2 = 2,4 \text{ м}^3/\text{кг}$ (по таблицам), $x_2 = 0,927$ (по диаграмме в точке C):

$$v_c = x_2 v''_2 = 0,927 \cdot 2,4 = 2,23 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точно так же

$$v''_c = 1,72 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$x_c = 0,943;$$

$$v_c = 1,62 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Коэффициент

$$\phi = \frac{v_c}{p_c} \frac{\sigma}{1 + \sigma} = \frac{2,23 \cdot 0,02}{1,62 \cdot 1,02} = 0,027.$$

Фиг. 53. Адиабатический процесс паровой машины в координатах i - s .

¹ Заимствован из Schüle, Technische Thermodynamik, 2 Aufl.

² На фиг. 53 цифровые данные относятся к $p_c = 1 \text{ атм}$.

По формуле (31)

$$p_c = 1,02 \left[\frac{427 (132,7 - 0,027 \cdot 78)}{10\,000 \cdot 2,23} + 0,7 - 0,1 - 0,027 (13 - 1) \frac{1,62}{2,23} \right],$$

$$p_c = 2,2 \text{ кг/см}^2.$$

Так как $\frac{1}{1-\phi} = 1,03$, то по формуле (30)

$$AL' = 1,03 (132,7 - 0,027 \cdot 78) + \frac{10\,000}{427} \cdot 1,03 [(0,7 - 0,1) 2,23 - 0,027 (13 - 1) 1,62] = 153,8 \text{ кал/кг}.$$

Поэтому (формула 32):

$$D' = \frac{632}{153,8} = 4,11 \text{ кг/л. с. ч.}$$

При начальном теплосодержании

$$i_1 = 728 \text{ кал/кг},$$

$$\eta = \frac{153,8}{728} = 0,211.$$

Вычисляя те же величины для других давлений сжатия, составим таблицу:

$p_c =$	1	2	6	10 <i>атм</i>
$\phi = 0,027$		0,049	0,118	0,175
$h_c = 78$		106,5	156,5	184 кал/кг
$AL' = 153,8$		155,2	157,2	156,4 кал/кг
$D' = 4,11$		4,06	4,02	4,04 кг/л. с. ч.
$\eta = 0,211$		0,214	0,216	0,215
$p_i = 2,92$		2,89	2,71	2,52 кг/см ² .

Из таблицы следует, что наиболее выгодным давлением сжатия для этого случая является примерно 6 *атм*. И выше и ниже этого значения расход пара возрастает, а к. п. д. падает.

Отметим, что при отсутствии сжатия было бы: $D' = 4,41 \text{ кг}$, $\eta = 0,197$, чем и подтверждается необходимость сжатия в машинах с вредным пространством.

Производя те же вычисления для $p_c = 1 \text{ атм}$ и $z = 0,03$ (в четыре раза большее вредное пространство), найдем

$$D' = 5,15 \text{ кг},$$

$$\eta = 0,168,$$

$$p_i = 2,27 \text{ кг/см}^2.$$

Влияние вредного пространства (независимо от начальной конденсации пара) выясняется на этом примере в полном объеме. Удельный расход пара

при увеличении τ с 0,02 до 0,08 повысился на 25%, а к. п. д. машины соответственно понизился. Следует отметить, что повышение давления сжатия свыше 2 *атм* в разобранный пример не дает сколько-нибудь значительного уменьшения расхода пара. Среднее же индикаторное давление падает, а вместе с тем увеличиваются размеры цилиндра для данной мощности. В нашем случае вполне целесообразно было бы ограничиться $p_c = 2$ *атм*.

§ 24. Формулы Грассмана для определения расхода пара.

Проф. Грассман в вышецитированной книге своей предлагает следующую эмпирическую формулу для определения расхода тепла на потери от начальной конденсации, лучеиспускания и пропусков:

$$Q = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p_1 + 2} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{1}{n^{0,6}} \left(\frac{1}{p_1} + 0,5 \right). \quad (34)$$

Величина Q выражена в калориях на 1 и. л. с. ч.,

p_1 — давление свежего пара в кг/см^2 ,

p_2 — среднее индикаторное давление в кг/см^2 ,

S — ход поршня в *м*,

n — число оборотов в минуту,

F — площадь поршня в см^2 ,

M — коэффициент, зависящий от расположения парораспределительных органов:

а) для одноцилиндровых машин с конденсацией, при условии расположения парораспределительных органов в обогреваемой крышке цилиндра, $M = 1000 \div 1200$,

б) для тех же машин, но при ином расположении парораспределительных органов $M = 1200 \div 1500$

в) для одноцилиндровых машин, работающих на атмосферу, при условии расположения парораспределительных органов в обогреваемой крышке цилиндра . . . $M = 1200 \div 1500$

г) для тех же машин, что и в п. в, но при ином расположении парораспределительных органов $M = 1400 \div 1600$

τ — коэффициент, который для машин насыщенного пара принимается равным 1.

Для машин перегретого пара

$$\tau = \frac{t_1''}{t_1'' + [\alpha + \beta(t_1 - t_1'')](t_1 - t_1'')}. \quad (35)$$

Здесь обозначают: t_1 — температуру свежего пара, t_1'' — температуру насыщенного пара того же давления, α и β — коэффициенты, которые можно принимать: $\alpha = 0,35$; $\beta = 0,001 \div 0,002$, причем значение β большее 0,001, следует принимать лишь при очень малых вредных поверхностях (малом отношении $\frac{O_r}{F}$, см. ниже).

Величина O_r в формуле (34) представляет собою «приведенную» сумму вредных поверхностей, цилиндра, т. е. тех поверхностей, которыми ограничено вредное пространство. Эти поверхности Грассман делит: во-первых, на обогреваемые и необогреваемые (с рубашкой или без нее); во-вторых, на открытые и закрытые. К последним относятся: цилиндрическая поверхность

поршня от края его до первого кольца, противолежащая этой поверхности поверхность парового цилиндра, цилиндрическая поверхность крышки, если она с зазором входит в паровой цилиндр и т. п.

Приведенная сумма этих площадей

$$O_r = O_1 + aO_2 + b(O_3 + aO_4), \quad (36)$$

где O_1 , O_2 , O_3 имеют наименования, указанные в табл. 8, коэффициенты же a и b меньшие единицы, указывают на меньшую вредность обогреваемых или закрытых поверхностей по сравнению с необогреваемыми или открытыми поверхностями.

Оговаривая затруднительность выбора этих коэффициентов, Грассман предлагает в виде первого приближения нижеследующие цифры:

При рубашечном обогреве стенок протекающим мимо них паром $a = 0,65$

При отоплении рубашки ответвлением от главного паропровода, следовательно, паром, застаивающимся в рубашке . . . $a = 0,75$

При насыщенном паре в зависимости от величины зазора между перекрывающимися друг друга стенками $b = 1 + 0,4$

Для перегретого пара в зависимости от величины зазора между перекрывающимися друг друга стенками $b = 0,3 + 0,1$

В табл. 8 приведены в виде примера величины вредных поверхностей для одноцилиндровой машины ($D=420$; $S=600$) с крышечным обогревом и расположением клапанов в крышках.

ТАБЛИЦА 8.

Наименование поверхностей	Вредные поверхности в см ²				Всего O
	Открытые поверхности		Закрытые поверхности		
	Необогрев O ₁	Обогрев O ₂	Необогрев O ₃	Обогрев O ₄	
Торцевая поверхность поршня с выступающими частями	1 400	—	—	—	1 400
Цилиндрическая поверхность поршня от края до первого поршневого кольца	—	—	330	—	330
Поверхность цилиндра от крышки до первого поршневого кольца	135	—	335	—	470
Клапанная коробка для впуска с клапаном и каналом	—	1 400	—	—	1 400
Клапанная коробка для выпуска с клапаном и каналом	1 494	354	—	—	1 848
Поверхность крышки, исключая окна для впуска и для выпуска	—	1 400	—	—	1 400
Сумма	3 029	3 154	665	—	6 848

Так как площадь поршня в этом примере

$$F = 1\,385,4 \text{ см}^2, \text{ то } \frac{O}{F} = \frac{6\,848}{1\,385,4} = 4,9.$$

Приведенная величина вредных поверхностей (при коэффициентах $a = 0,65$, $b = 0,5$)

$$O_p = 3\,029 + 0,65 \cdot 3\,154 + 0,5(665 + 0,65 \cdot 0) = 5\,411,6 \text{ см}^2.$$

Отношение

$$\frac{O_p}{F} = 3,906.$$

(Отметим, что при расположении клапанов на цилиндре обычно

$$\frac{O_p}{F} \approx 5.)$$

Если расход тепла, найденный по формуле (34), разделить на начальное теплосодержание пара i_1 , то величина

$$D'' = \frac{Q}{i_1}$$

представит собою расход пара в кг/ч. д. с. ч. на пропуски, лучеиспускание и начальную конденсацию.

Так как в диаграмме, изображенной на фиг. 52, не предусматривается дросселирование пара и не скруглены места пересечения отдельных кривых, Грассман вводит к расходу пара D' , определенному в § 23, поправочный коэффициент 1,025 и выражает полный расход пара на 1 ч. д. с. ч. формулой ¹:

$$D_1 = 1,025 D' + D'' \quad (37)$$

Пример.

Определить расход пара для машины, некоторые данные относительно которой даны в предыдущем примере этого параграфа.

Давление свежего пара: $p_1 = 7 \text{ атм.}$

Температура свежего пара: $t_1 = 320^\circ$.

Среднее индикаторное давление действительной диаграммы: $p_i = 2,6 \text{ кг/см}^2$.

Число оборотов машины: $n = 130$.

Расход пара при адиабатическом процессе, найденный по способу, изложенному в § 23: $D' = 4,9 \text{ кг/ч. д. с. ч.}$

По формуле (35) находим τ , имея в виду, что при 7 атм. $t_1'' = 164^\circ$.
 $t_1 - t_1'' = 320 - 164 = 156^\circ$; принимаем, кроме того: $\alpha = 0,35$; $\beta = 0,001$;

$$\tau = \frac{164}{164 + (0,35 + 0,001 \cdot 156) 156} = 0,704.$$

В формуле (34) полагаем $M = 1\,100$ (клапаны расположены в крышках цилиндра); $\frac{O_p}{F} = 3,906$ было определено раньше. В таком случае

$$Q = 0,704 \cdot 1\,100 \cdot 3,906 \sqrt{7 + 2} \cdot \frac{1}{0,6 \cdot 130^{0,8}} \left(\frac{1}{2,6} + 0,5 \right) = 721 \text{ кг/ч. д. с. ч.}$$

¹ При определении D Грассман пользуется методом, отличным от того, который изложен нами в § 23. В соответствии с этим, и формула (37) у Грассмана имеет несколько иной вид.

Так как начальное теплосодержание пара

$$i_1 = 742 \text{ ккал/кг},$$

то

$$D'' = \frac{Q}{i_1} = \frac{721}{742} = 0,97 \text{ кг/л. а. с. ч.}$$

Полный расход пара по формуле (37):

$$D_t = 1,025 \cdot 4,9 + 0,97 = 5,99 \text{ кг/л. а. с. ч.}$$

IV. МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ.

§ 25. Общие сведения.

Если теоретическую диаграмму одноцилиндровой машины (фиг. 54) разделить горизонтальной прямой на две части, мы получим так называемую совокупную теоретическую диаграмму машины двойного расширения.

Площадь $abcd$ представляет собою индикаторную диаграмму цилиндра высокого давления; площадь $cdefg$ — диаграмму цилиндра низкого давления. Если малый цилиндр (высокого давления) работает с неполным расширением пара, то его диаграмма имеет вид $abhkc$. Рабочий объем малого цилиндра измеряется отрезком V_{A1} (или V'_{A1}); большого — V_{A2} . Давление пара в ресивере обозначено p_r . С этим давлением пар выпускается из ц. в. д. и впускается в ц. н. д. От величины давления в ресивере зависит распределение работы между обоими цилиндрами машины. Объем пара, впускаемого в малый цилиндр, измеряется отрезком V , то же количество пара при впуске в большой цилиндр занимает объем V_{A1} (при давлении p_r).

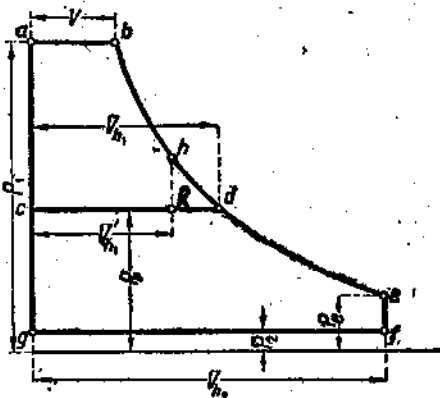
Степень наполнения машины, отнесенная к объему ц. н. д.,

$$\varepsilon = \frac{V}{V_{A2}},$$

отнесенная же к объему ц. в. д.

$$\varepsilon' = \frac{V}{V_{A1}} = \varepsilon \frac{V_{A2}}{V_{A1}}.$$

Таким образом, если степень наполнения относить к ц. н. д., то она равна степени наполнения одноцилиндровой машины той же мощности и



Фиг. 54. Теоретическая совокупная диаграмма машины двойного расширения.

няющей тот же объем цилиндра, что и п. н. д. машины двойного расширения. При исследовании малого цилиндра, как самостоятельной единицы, его степень наполнения больше наполнения одноцилиндровой машины в отношении объемов цилиндров

$$\frac{V_{A2}}{V_{A1}}$$

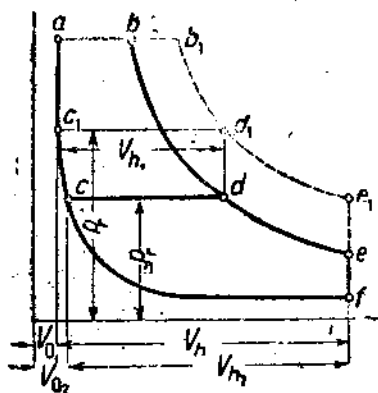
Так как площадь *abefg* представляет собою индикаторную диаграмму одноцилиндровой машины с рабочим объемом V_{A2} , то мощность машины двойного расширения теоретически должна быть равна мощности одноцилиндровой машины, в которой, при равенстве степеней наполнения, рабочий объем цилиндра равен объему большого цилиндра машины двойного расширения.

Ходы поршней обоих цилиндров машин-компаунд или тандем делаются одинаковыми. В таком случае, обозначая через D_1 или D_2 диаметры цилиндров высокого и низкого давлений, найдем:

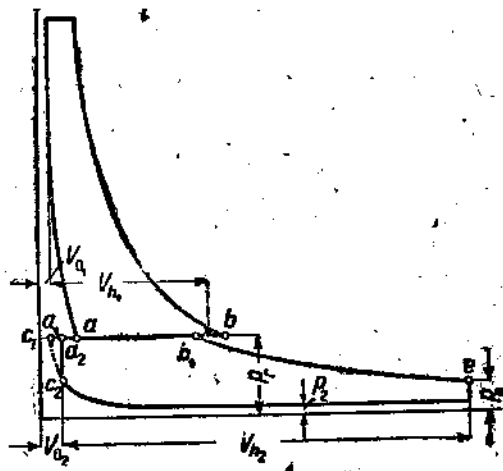
$$V_{A1} = \frac{\pi D_1^3}{4} S; \quad V_{A2} = \frac{\pi D_2^3}{4} S;$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt[3]{\frac{V_{A1}}{V_{A2}}} \quad (38)$$

Если ту же диаграмму *abefg* разделить на три части, то мы будем иметь совокупную диаграмму машины тройного расширения, состоящую из диаг-



Фиг. 55. Совокупная диаграмма машины двойного расширения.



Фиг. 56. Совокупная диаграмма машины двойного расширения.

рам цилиндров высокого, среднего и низкого давлений. Сказанное относительно машины двойного расширения в полной мере относится к машинам многократного расширения вообще, независимо от числа цилиндров.

Если принять во внимание наличие вредного пространства и сжатия в машине (фиг. 55), то совокупная диаграмма будет совпадать с диаграммой

отдельных цилиндров лишь при условии одинакового объема вредного пространства в цилиндре высокого давления и в одноцилиндровой машине.

На фиг. 55 V_{A1} и V_{A2} обозначают попережнему рабочие объемы цилиндров машины двойного расширения, а V_{B1} и V_{B2} — относящиеся к ним объемы вредных пространств. Вредное пространство ц. в. д. имеет тот же объем, что и в одноцилиндровой машине с рабочим объемом V_A . Последний в этом случае несколько отличается от объема V_{A2} ц. н. д.

Кривые сжатия и расширения обеих диаграмм лишь в редких частных случаях могут служить продолжением одна другой (как на фиг. 55). Обычно совокупные диаграммы, в которых приняты во внимание объемы вредных пространств и сжатие пара, имеют очертание по фиг. 56.

Цилиндр высокого давления работает обычно с неполным расширением пара. Это позволяет уменьшить объем V_{A1} ц. в. д., что несмотря на потерю заштрихованной площадки благоприятно сказывается на к. п. д. машины.

Объем пара, переходящего в ц. н. д., измеряется отрезком ab , независимо от момента конца расширения в ц. в. д. Учитывая потери в ресивере, объем впускного в большой цилиндр пара измеряется отрезком a_1b_1 , который берется процента на 3 меньше qb . Сжатие в ц. н. д. редко доводится до давления в ресивере, как это будет пояснено ниже.

Линия ab , разделяющая обе диаграммы, может быть прямой линией лишь в случае бесконечно-большого объема ресивера. В действительных машинах, благодаря небольшому объему ресивера, линия эта, как будет показано ниже, имеет иной вид.

§ 26. Преимущества и недостатки машин многократного расширения.

В § 8 и 11 указывалось на целесообразность применения машин многократного расширения для уменьшения потерь от пропусков пара и от начальной конденсации. В отношении расхода пара эти качества многоступенчатых машин являются основными, завоевавшими им широкое распространение. Здесь мы отметим еще ряд преимуществ машин многократного расширения.

1. Возможность применения пара высокого давления. В одноцилиндровой машине эта возможность ограничена, во-первых, большой разностью между температурами пара при впуске и выпуске (значительная потеря от начальной конденсации), во-вторых, большой разностью давлений между полостями цилиндра, обуславливающих значительную утечку пара и большое усилие, передаваемое поршнем, в-третьих, малую степень наполнения, получающейся при высоком давлении впуска и низком давлении в конце расширения. Малые степени наполнения вообще неудобны, так как обуславливают неспокойную работу машины: изменение наполнения лишь на несколько процентов вызывает уже значительное изменение мощности машины, независимо от этого при некоторых системах распределений (простых золотниковых, например), малые наполнения вообще неосуществимы.

Все эти затруднения отпадают в машине многократного расширения. Падение давления температуры пара распределяется на несколько цилиндров, благодаря чему уменьшаются потери от утечки и от начальной конденсации пара. Давление на поршень в каждом из цилиндров уменьшается, чем об-

легчается кривошипная передача. Малая степень наполнения на совокупной диаграмме оказывается довольно значительной по отношению к объему цилиндра высокого давления и не вызывает каких-либо конструктивных затруднений.

2. Возможность осуществления низких давлений пара в конце расширения. Конечно, при малом давлении p_4 в конце расширения увеличиваются размеры машины, а, следовательно, и расходы, связанные с первоначальной ее стоимостью; однако при высоких ценах на топливо основным фактором при конструировании машины является расход пара, и в таких случаях желательно по возможности приблизиться к полному расширению пара.

С понижением давления p_4 уменьшается степень наполнения, а это, как указывалось выше, нежелательно для одноцилиндровой машины, но вполне допустимо для машины многоступенчатой. В последних машинах обычно давление p_4 в конце расширения составляет $0,6 \div 0,9$ *ата* (при работе на конденсацию), а при очень высокой стоимости топлива доходит даже до $p_4 = 0,4$ *ата*.

Недостатки машины многократного расширения сравнительно невелики и во многих случаях не имеют существенного значения. Недостатки эти сводятся к следующим:

1. Высокая (по сравнению с одноцилиндровой) стоимость машины, увеличивающая расходы на амортизацию и на оплату процентов по затраченному капиталу.

2. Повышенная стоимость эксплуатации вследствие увеличения расходов на ремонт, обслуживание и смазку машины.

3. Незначительное понижение механического к. п. д., что обуславливается наличием нескольких цилиндров и увеличением числа частей движения.

4. Медленность регулирования. Обычно под воздействием регулятора находится лишь ц. в. д. Большой цилиндр имеет постоянную степень наполнения, которая иногда может изменяться лишь от руки. Поэтому при колебании нагрузки, как это видно из фиг. 55, должно изменяться давление в ресивере. При увеличении нагрузки, например, д. аграмма ц. в. л. принимает вид $ab_1d_1c_1$, а ц. н. д. — $c_1d_1e_1fc$. Давление в ресивере повышается с p_4 до p'_4 . Независимо от того, что изменяется распределение работы между цилиндрами (увеличилась лишь диаграмма ц. и. д.), самый переход к новому режиму работы происходит лишь постепенно. Большее количество пара, выходящего из ц. в. д., вначале задерживается в ресивере, поднимая в нем давление; работа же ц. н. д. остается без изменения. Лишь после нескольких оборотов машины индикаторные диаграммы получают необходимое очертание для новой нагрузки. При уменьшении последней происходит обратное явление. Степень наполнения ц. в. д. падает, уменьшается, следовательно, и количество пара, переходящего в ресивер. Это сказывается прежде всего на падении давления в последнем, и лишь по достижении нового давления в ресивере устанавливается другой режим работы. Чем больше число цилиндров и чем значительнее объем ресивера, тем медленнее происходит регулирование.

Недостатки описанного способа регулирования легко устранить, передачей действия регулятора и на ц. и. д. (в машинах тройного расширения — на средний цилиндр). В этом случае давление в ресивере остается постоянным, а степень наполнения большого цилиндра увеличивается или умень-

шается в соответствии с изменением наполнения малого цилиндра. При этом распределение работы между цилиндрами остается приблизительно постоянным.

§ 27. Отношение объемов цилиндров.

При проектировании машины отношение объемов цилиндров находится выбором давления в ресивере p_r .

При выборе последнего руководствуются выполнением следующих условий:

1. Равенство падений температур пара в обоих цилиндрах. В этом случае выбирают температуру в ресивере

$$t_r = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

где t_1 — температура пара при впуске в ц. в. д.,

t_2 — температура при выпуске из ц. н. д.

По температуре в ресивере находят соответствующее ей давление пара p_r . Способ этот пригоден лишь для машин насыщенного или слегка перегретого пара.

2. Распределение мощности машины поровну между обоими цилиндрами, что способствует равномерности хода машины. Совокупная диаграмма должна быть разделена при этом линией cd (фиг. 55) на две равные по площади части.

3. Равенство наибольших давлений на поршень в каждом из цилиндров: при этом части движения, имеющие одинаковые размеры для обоих цилиндров, используются наилучшим образом в смысле возникающих в них напряжений.

В этом случае

$$(p_1 - p_r) \frac{\pi D_1^2}{4} = (p_r - p_2) \frac{\pi D_2^2}{4},$$

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{p_r - p_2}{p_1 - p_r}.$$

Последнее условие при проектировании наиболее трудно осуществимо, так как, задавшись отношением объемов, мы находим давление в ресивере (или наоборот), а на совокупной диаграмме обе эти величины связаны друг с другом: возникает необходимость изменения диаграммы, что, конечно, не всегда возможно.

Каждое из трех указанных правил может дать для проектируемой машины различные величины отношения объемов. Для машин тандем, в которых оба цилиндра работают на один кривошип, два последних условия не имеют существенного значения, и по отношению к этим машинам (если они работают насыщенным паром) можно руководствоваться первым правилом — равенством падений температур. При проектировании машин-компаунд целесообразно руководствоваться вторым правилом, соблюдая приблизительно и третье условие.

Проведя на теоретической совокупной диаграмме (фиг. 54) линию cd на высоте p_r , мы определяем с первым приближением отношение объемов

$$\frac{V_{A1}}{V_{A2}} = \frac{cd}{ef}.$$

Это отношение можно положить в основу последующих построений. Для того, однако, чтобы впоследствии не пришлось их переделывать, благодаря неправильному выбору отношения объемов, лучше построить еще совокупную диаграмму по типу фиг. 56, приняв во внимание вредные пространства обоих цилиндров и сжатие пара. При построении можно исходить из той же степени наполнения, что и на теоретической диаграмме: конечное давление сжатия в ц. а. д. выбрать равным $(0,6 \div 0,8)p_1$; объем ц. в. д. уменьшить неполным расширением пара. Длину линии a_1b_1 следует выбрать на 3% меньше ab ; точку a_1 можно совместить с точкой a_2 ; лучше, однако, и здесь дать неполное сжатие, выбрав давление в точке c_1 равным $(0,5 \div 0,8) p_r$.

Кривую расширения из точки b_1 следует вести до точки e , в которой давление $p_e = 0,6 \div 0,9$ атм. При этом длина диаграммы низкого давления может быть изменена для достижения указанной величины. В случае надобности могут быть изменены также и давление в ресивере, и степень наполнения малого цилиндра с целью получения правильного очертания диаграмм, равенства их площадей (в случае необходимости), надлежащего отношения объемов.

Следует отметить, что при проектировании машины-компаунд нет никакой надобности придерживаться скрупулезной точности при делении мощности поровну между цилиндрами. На 10—20% мощности эти могут отличаться друг от друга без какого-либо ущерба для работы машины.

Обычно в машинах двойного расширения

$$\frac{V_{A1}}{V_{A2}} = \frac{1}{2,2} + \frac{1}{3}.$$

В машинах тройного расширения

$$\frac{V_{A1}}{V_{A2}} \text{ и } \frac{V_{A2}}{V_{A3}} = \frac{1}{2,1} + \frac{1}{2,8}$$

(V_{A2} — объем цилиндра среднего давления).

Объем ресивера в значительной мере влияет на очертание линии cd (фиг. 55). Большее или меньшее отклонение этой линии от горизонтали сказывается как на распределении работ между цилиндрами, так и на полноте индикаторной диаграммы.

С другой стороны, размеры ресивера влияют на быстроту регулирования машины: с этой точки зрения желателен наименьший объем ресивера.

Обычно объем ресивера колеблется между объемами обоих цилиндров. При проектировании чаще всего принимают объем ресивера

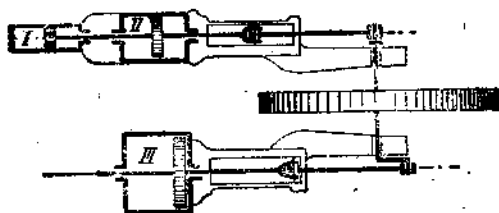
$$V_r = V_{A1} + V_{A2}.$$

Следует отметить, что в машинах-тандем и машинах-компаунд с углом заклинивания кривошипов на 180° объем ресивера мог бы равняться нулю¹; в машинах с другими углами заклинивания кривошипов (90 или 120°) необходим ресивер конечного объема.

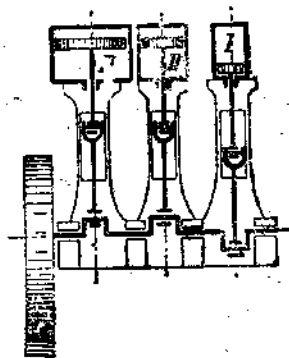
§ 28. Выбор типа машины.

Хотя с машинами двойного расширения в последнее время успешно конкурируют одноцилиндровые машины Штумпфа, область применения первых машин все еще значительна, а при использовании в этих машинах конструктивных особенностей машин Штумпфа (малое вредное пространство, обогрев крышки), они (т. е. машины двойного расширения) несомненно дадут лучшие результаты в теплоиспользовании, чем прямоточные машины².

Из горизонтальных машин наибольшее распространение получили тандем-машины, занимающие меньшую площадь пола и более дешевые, чем машины-компаунд. Последнее обстоятельство объясняется наличием лишь



Фиг. 57. Машина тройного расширения типа тандем-компаунд.



Фиг. 58. Вертикальная машина тройного расширения.

одного комплекта основных частей движения в системе тандем, меньшей длиной вала и меньшим числом подшипников, чем в машине-компаунд.

Для вертикальных машин подходящей системой расположения цилиндров является тип компаунд. Система тандем применяется реже, так как машина получается слишком высокой.

В машинах тройного расширения применяют часто систему тандем-компаунд (фиг. 57); однако для вертикальных машин более конструктивным является расположение цилиндров рядом (фиг. 58).

Прямоточная система имеет ограниченное распространение в машинах многократного расширения. Для применения этой системы в цилиндре высокого давления необходимо снабжать цилиндр добавочным клапаном для выпуска (что, конечно, противоречит принципу прямоточности и усложняет конструкцию).

¹ Примером такой конструкции может служить машина Вестингауза.

² Это подтверждается, между прочим, данными о расходе пара машины системы ван-дер-Керхов, которые в Германии строил завод Гартмана: в одноцилиндровой конструкции эти машины дают тот же расход пара, что и машины Штумпфа, а при двойном расширении пара — еще более благоприятные результаты.

При нормальной же конструкции Штумфа давление в конце сжатия в ц. в. д., благодаря значительному давлению в ресивере, будет превышать давление впуска.

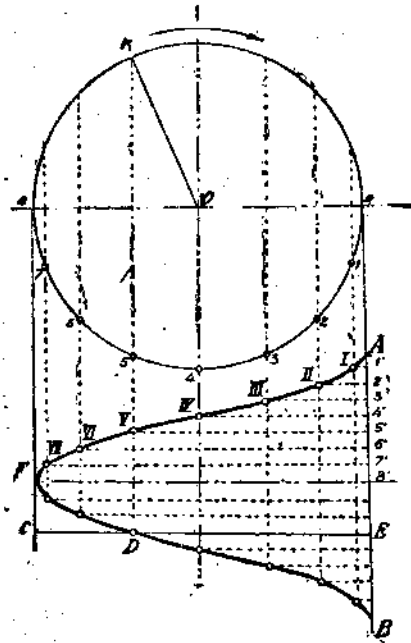
Для работы в качестве цилиндра низкого давления проточные цилиндры могут применяться с большим успехом.

Однако и здесь имеется опасность образования петли отрицательной работы в конце сжатия. Во избежание этого необходимо работать с высоким вакуумом и значительным давлением в ресивере, что связано с малым отношением объемов цилиндров $\left(\frac{V_M}{V_{\text{в}}}\right)$.

Проточный цилиндр низкого давления применяется в последних конструкциях локомотивов Вольфа.

§ 29. Объемные диаграммы.

Для вычерчивания индикаторных диаграмм машин многократного расширения необходимо знать в каждый данный момент величины объемов цилиндров, участвующих в процессе. Удобнее всего пользоваться графическим приемом, представляющим изменение объема полости цилиндра в функции времени.



Фиг. 59. Объемная диаграмма.

Описываем из центра O (фиг. 59) окружность, которую принимаем за окружность вращения кривошипа. Диаметр окружности должен быть взят равным рабочей длине индикаторной диаграммы. Делим окружность на несколько равных частей (12 ÷ 16). На вертикали через нулевое деление откладываем в произвольном масштабе отрезок AB , представляющий собою время одного оборота (или двух ходов поршня). Разделив отрезок AB на столько же равных частей, что и окружность, мы получим отрезки $A1', 1'2', \dots$, представляющие собою времена, в течение которых палец кривошипа проходит пути $01, 12, \dots$. Проведя вертикали через точки $0, 1, 2, \dots$ до пересечения с горизонталями через точки $A, 1', 2', \dots$ получим ряд точек $I, II, \dots$, принадлежащих кривой пути поршня в функции времени.

Так как освобождаемый поршнем объем цилиндра пропорционален пути поршня, то отрезки $I1', 2'II, \dots$ представляют собою в известном масштабе объемы одной из полостей цилиндра при том или ином положении кривошипа ¹.

¹ При построении диаграммы шатуна принят бесконечно большой диаметр. Для точных построений следует принимать во внимание конечность шатуна.

Кривая AF соответствует нижней полуокружности (при вращении кривошипа по часовой стрелке), кривая FB — верхней полуокружности вращения кривошипа. Для произвольного положения кривошипа OK отрезки ED и DC представляют собою объемы правой и левой полостей цилиндра.

Для tandem-машин, или машин-компаунд, в которых кривошипы заклинены под углом 180° , кривые объемов можно чертить в функции хода поршня.

Объемы цилиндра пропорциональны перемещению поршня. Поэтому если по оси ординат откладывать последнюю величину, то соответствующее изменение объемов, откладываемых по оси абсцисс, изобразится наклонной прямой линией.

Такого рода «кривые» объемов представлены на фиг. 62. Отложив в совершенно произвольном масштабе отрезок AB , изображающий величину хода поршня, находим при длине BC диаграммы большого цилиндра линию AC , представляющую изменение объема этого цилиндра в функции хода поршня. Для удобства построения следует выбирать

$$AB = (0,5 \div 0,7) BC.$$

Кривые объемов этого типа не пригодны для машин-компаунд с кривошипами под углом 90° , так как поршни в них в каждый данный момент движутся с различной скоростью.

§ 30. Построение индикаторной диаграммы tandem-машин или машины-компаунд с кривошипами под углом 180° .

Построив согласно указаниям в § 25 и 27 совокупную диаграмму, определяем из нее отношение объемов цилиндров $\frac{V_{A1}}{V_{A2}}$, сообразуясь, конечно, с нормально применяемыми величинами. Залаемса в зависимости от рода парораспределения объемами вредных пространств каждого из цилиндров. Объем ресивера V_r , если размер его не задан, принимаем

$$V_r \approx 1,5 V_{A1}.$$

Откладываем последовательно в избранном масштабе ¹ отрезки (фиг. 60):

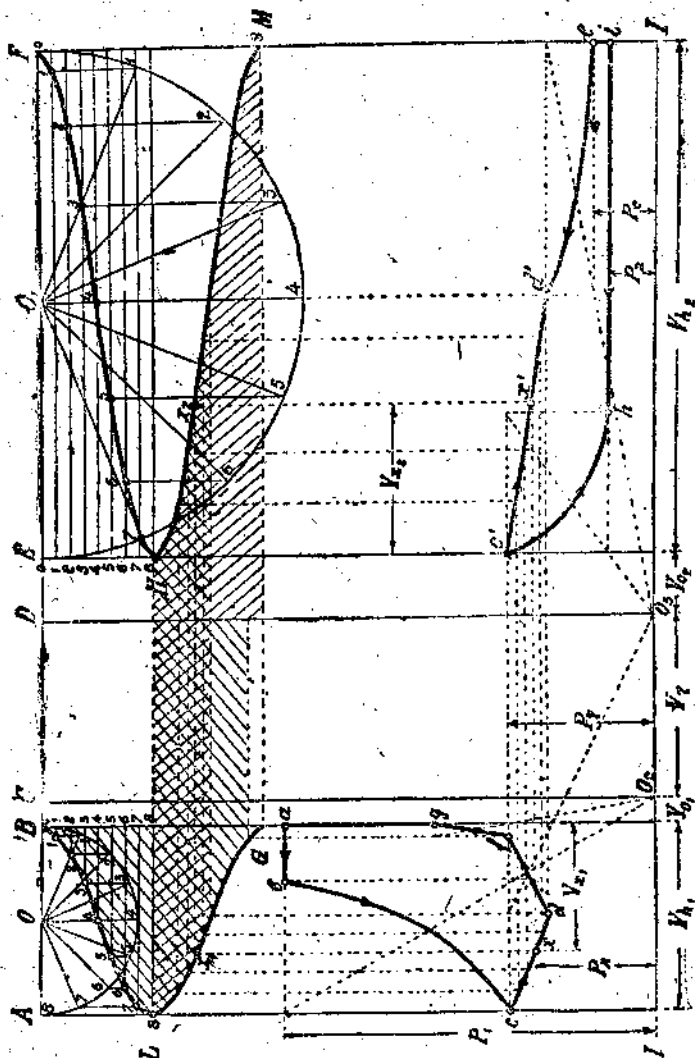
$$\begin{aligned} AB &= V_{A1} \\ BC &= V_{o1} = \sigma_1 V_{A1} \\ CD &= V_r \\ DE &= V_{o2} = \sigma_2 V_{A2} \\ EF &= V_{A2} \end{aligned}$$

Под отрезками AB и EF строим кривые объемов BLO и FHM ² (§ 29). В соответствии со схемой tandem-машин (фиг. 2), вершины L и H обеих кривых лежат на одной горизонтали.

¹ Удобный масштаб $V_{A1} = 100$ мм.

² Для данного примера построены синусоидальные кривые. Применение практической зависимости объема цилиндра от хода поршня показано на фиг. 62.

Выбрав осью абсцисс индикаторных диаграмм линию $I-I$, откладываем давление впуска p_1 в ц. в. д. и намечаем точку a . Момент отсечки находится из совокупной диаграммы. Если из последней определена сте-



Фиг. 60. Построение индикаторной диаграммы тандем-машины

пень наполнения ϵ по отношению к объему ц. и. д., то при нахождении данной ab необходимо эту степень наполнения увеличить в отношении $\frac{V_{22}}{V_{21}}$.

От точки b строим известным методом кривую расширения bc в ц. в. д. (полусом построения служит точка O_2).

Если пренебречь предварением выпуска (что для практических целей вполне допустимо), то в точке c ц. в. д. сообщается с ресивером. Так как

в этот же момент (пренебрегая предварением выпуска) начинается выпуск пара в ц. н. д., то от точки c (c' на диаграмме низкого давления) начинается совместный процесс в обоих цилиндрах, соединенных ресивером. Так как скорости обоих поршней одинаковы, и в ц. н. д. освобождается объем, больший того, который имеет пар, выталкиваемый из ц. в. д., то происходит расширение пара. Кривая расширения cd подчиняется закону

$$pv = \text{const.}$$

Построение кривой cd производится следующим образом.

Для точки c нам известны: общий объем, занимаемый паром, $V_{h1} + V_{o1} + V_r + V_{o2}$ (на объемной диаграмме сумма эта измеряется отрезком LH), и давление пара p_r . Любую точку x искомой кривой на расстоянии V_{x1} от вертикали, ограничивающей ц. в. д., мы можем наметить, определив давление p_x из уравнения:

$$p_r(V_{h1} + V_{o1} + V_r + V_{o2}) = p_x(V_{x1} + V_{o1} + V_r + V_{o2} + V_{x2}),$$

где V_{x2} — объем полости ц. н. д., соответствующий положению поршня высокого давления в точке x . Сумма объемов для точки x определяется при помощи объемных кривых отрезком x_1x_2 .

Таким образом

$$p_x = p_r \frac{LH}{x_1x_2}.$$

Таким способом может быть найдено любое число точек на кривой расширения cd . Все эти точки следует перенести и на диаграмму ц. н. д. Перенос производится при помощи кривых объемов: точке x соответствует точка x' , лежащая на том же давлении p_x под точкой x_2 диаграммы объемов.

Процесс совместного расширения пара закончится в момент отсечки в большом цилиндре. Для определения точки d' (конец выпуска) задаемся давлением p_d в конце расширения в ц. н. д. (§ 166) и от точки e строим кривую расширения ed' . Полусом построения служит точка O_2 .

Точку d' переносим на диаграмму высокого давления (точка d). Начиная с этого момента пар из ц. в. д. выпускается в ресивер и, так как последний имеет конечный объем, пар сжимается. Линия сжатия df строится как равнобокая гипербола из полюса O_2 , так как процесс этот распространяется на малый цилиндр и ресивер. Сжатие продолжаем до достижения давления p_r . Так как в точке f выпуск пара из ц. в. д. прекращается, то в ресивере остается пар с давлением p_r , и выходящий (при новом ходе поршня) из ц. в. д. в точке c пар встречает в ресивере то же давление, какое он имеет сам.

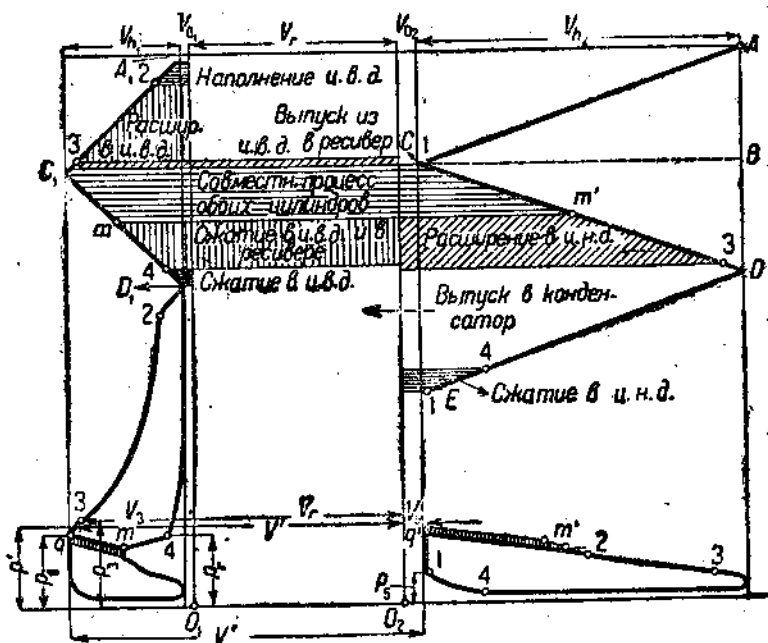
От точки f строится известным способом (из полюса O_2) кривая сжатия пара в малом цилиндре.

Переходя к диаграмме низкого давления, намечаем линию выпуска ch и определяем положение точки h построением кривой сжатия ch . При этом исходим из точки c' , т. е. доводим сжатие до давления p_r при выпуске в большой цилиндр. Полусом построения служит точка O_2 .

Применяя эту формулу к данному случаю, найдем давление p_4 смеси:

$$p_4 = \frac{p_r(V_{h1} + V_{h1} + V_r) + p_2 V_{h2}}{V_{h1} + V_{h1} + V_{h2} + V_r}.$$

Таким образом совместный процесс в обоих цилиндрах начнется при давлении p_4 и точки c, d, c', d' соответственно образом опустятся (в точках c_0, d_0, c'_0, d'_0). В результате такого перепада уменьшается площадь диаграммы и. н. д., увеличивается его степень наполнения (в случае построения кривой расширения из той же точки e); наполнение может быть оставлено без изменения понижением давления p_4 в конце расширения.



Фиг. 62. Индикаторные диаграммы тандем-машин.

Перепад давления в точке c может быть еще увеличен понижением точки f , т. е. окончанием процесса сжатия в малом цилиндре и ресивере не при давлении, соответствующем точке c , а несколько меньшим. При этом необходимо следить, однако, за тем, чтобы конечное давление сжатия в ц. в. д. не получилось бы чрезмерно высоким.

При построении диаграммы мы не принимали во внимание моментов предварения впуска и выпуска.

С достаточной для практики точностью эти моменты учтены на диаграмме фиг. 62, которая построена с применением прямолинейной зависимости между ходом поршня и объемом цилиндра.

Кривые объемов $ACDE$ и $A_1C_1D_1$ построены так, как описано в § 20. Само собой разумеется

$$AD = A_1D_1 = CE.$$

Предварение выпуска в ц. в. д. соответствует точке 3. Если давление в ресивере $p_r < p_3$, то произойдет выравнивание давлений. При одновременном движении поршня влево, к моменту начала впуска в ц. н. д. (точка 1 на линии AC) будет достигнуто давление p' , определяемое из уравнения.

$$p'V' = p_3V_3 + p_rV_r.$$

При сообщении с ц. н. д. происходит смешение пара давлением p' с паром, давлением p_3 , занимающим вредное пространство и небольшую часть рабочего объема ц. н. д. В результате устанавливается давление

$$p_3 = \frac{p'V' + p_3V_3}{V''}.$$

От точки q кривая расширения пара в обоих цилиндрах строится так же, как и на фиг. 60. При этом, однако, принято во внимание небольшое падение давления в выпускных парораспределительных органах ц. в. д. и во впускных — ц. н. д. Поэтому линия $q'm'$ на диаграмме ц. н. д. лежит ниже линии qm . Точка m' ограничивает теоретическую степень наполнения ц. н. д. Парораспределение должно давать отсечку в точке 2.

Линия сжатия $m'4$ проводится до величины давления в ресивере p_r .

Точка 3 на диаграмме низкого давления указывает момент начала впуска, точка 4 — начала сжатия.

Под диаграммой высокого давления вычерчена тонкими линиями диаграмма большого цилиндра, абсциссы которой уменьшены в отношении

$$\frac{V_{a2}}{V_{a1}}.$$

Отдельные моменты процесса выделены штриховкой между кривыми объемов.

§ 31. Построение индикаторной диаграммы машины двойного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 90° (машины-компаунд).

Как и в предыдущем параграфе, откладываем по линии AF (фиг. 63) в последовательном порядке объемы:

1) Малого цилиндра AB , его вредного пространства BC , ресивера CD , вредного пространства большого цилиндра DE , большого цилиндра EF .

Строим синусоидальные кривые объемов KLM и GHI . В соответствии со схемой машины (фиг. 3), вершины кривых (точки L и H) не лежат на одной прямой, так как кривошипы заклинены под углом 90° по отношению друг к другу. Мертвому положению кривошипа ц. н. д. (точка H) соответствует среднее положение кривошипа ц. в. д. (точка N).

Под кривыми объемов строим индикаторные диаграммы.

От оси абсцисс $I-I$ откладываем давление впуска ц. в. д. — p_1 , и от точки a проводим линию наполнения ab . Степень наполнения определяется из совокупной диаграммы. Из точки b строим кривую расширения bc (в случае

в большой цилиндр. Линия выпуска из первого цилиндра служит линией впуска для второго. Мы предполагаем при этом, что в ц. н. д. в момент его присоединения к общему процессу имеется то же давление пара, что и остальных объемах (ц. в. д. и ресивере). Для этого необходимо сжатие в большом цилиндре довести до давления p_d .

Кривая совместного процесса обоих цилиндров на диаграмме высокого давления строится по точкам по закону $pV = \text{const}$.

Для начала построения нам известны координаты точки d : давление p_d и объем: $V_d + V_{01} + V_r + V_{02}$. Для любой точки 3 , соответствующей объему V_3 ц. в. д.; можно написать уравнение:

$$p_d \overline{NH} = p_3 (3 - 3'),$$

где p_d — неизвестное нам давление в точке 3 , а $3 - 3'$ — сумма участвующих в процессе объемов, измеренная расстоянием между кривыми объемов.

Из уравнения определяем p_3 и, следовательно, положение точки 3 на индикаторной диаграмме высокого давления. Эту точку переносим на диаграмму низкого давления при посредстве кривой объемов. Искомая точка $3''$ лежит на пересечении горизонтали, проведенной через точку 3_0 , с вертикалью — через точку $3'$.

Кривая de вначале поднимается, так как в точке d поршень ц. в. д. обладает небольшой скоростью, поршень же ц. н. д. — скоростью, близкой к нулю (как находящейся вблизи мертвого положения).

Поэтому в единицу времени из малого цилиндра выталкивается пар, требующий большего объема, чем тот, который освобождается в ц. н. д. В дальнейшем скорость поршня высокого давления убывает, а низкого давления увеличивается, и кривая de становится кривою расширения.

Конечная точка e описанного процесса находится построением кривой сжатия в малом цилиндре. Для этого выбирается конечное давление сжатия обычно довольно высокое, но лежащее не менее 1 ат ниже давления впуска p_1 . Из точки f строится кривая сжатия до пересечения с кривой совместного процесса в точке e . Полусом построения кривой fe служит точка O_2 .

В точке e' , соответствующей точке e , на диаграмме большого цилиндра прекращается, таким образом, перепуск пара из ц. в. д. Большой цилиндр остается, однако, еще сообщенным с ресивером. Поэтому на протяжении кривой $e'h$ происходит расширение пара в ресивере и ц. н. д. Кривая строится, как равнобокая гипербола, из полюса O_2 . Конечная точка h этой кривой лежит на высоте p_r , для того чтобы в ресивере после отсечки в ц. н. д. осталось то же давление p_r , которого достигает пар в конце расширения в малом цилиндре. При этом условии перепада давления в точке c не происходит.

Наполнение ц. н. д. указано на чертеже в виде отрезка V_2 .

Чтобы закончить диаграмму низкого давления, необходимо от точки h построить кривую расширения hi (равнобокая гипербола из полюса O_2), провести линию впуска на высоте p_2 и построить кривую сжатия пара, исходя из точки d' . Начало сжатия находится при пересечении с линией впуска в точке l . Кривая $d'l$ строится из полюса O_2 .

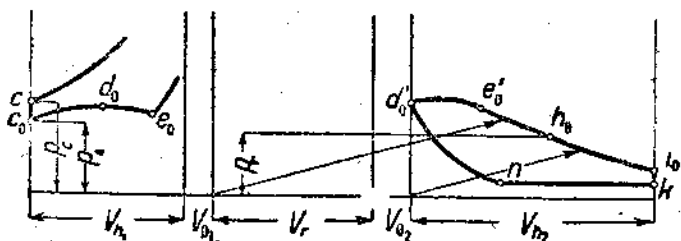
Если давление p_r в конце расширения в цилиндре низкого давления окажется слишком большим, необходимо повысить точку f в малом цилиндре.

вследствие чего повысятся точки e и e' и уменьшится наполнение V_2 большого цилиндра.

На диаграмме объемов штриховка слева направо (вверх) отмечает объемы ц. в. д. и другие объемы, к нему присоединяемые. Обратная штриховка указывает то же по отношению к ц. н. д.

В отличие от разобранных примера обычно диаграмма ц. в. д. конструируется с неполным расширением, а диаграмма ц. н. д. — с неполным сжатием пара. При этом получаются перепады давления в точках c и d , благоприятно отзывающиеся на работе машины и позволяющие легко достичь перемещения основных точек диаграммы в случае, если положение их не удовлетворяет тем или иным требованиям.

Для получения перепада в конце расширения в ц. в. д. (точка c) необходимо увеличить степень наполнения большого цилиндра с целью понизить давление в точке h . В таком случае давление в ресивере p_r после окончания впуска в ц. н. д. останется на высоте точки h (меньше давления p_c в конце расширения малого цилиндра).



Фиг. 64. Индикаторная диаграмма машины-компаунд с неполным расширением в ц. в. д.

Поэтому при сообщении в точке c ц. в. д. с ресивером пройдет смешение паров разных давлений: 1) пара давлением p_c , занимающего объем ц. в. д. V_{a1} и его вредного пространства V_{o1} и 2) пара давлением p_r , находящегося в ресивере V_r . По закону Дальтона давление смеси (фиг. 64):

$$p_d = \frac{p_c(V_{a1} + V_{o1}) + p_r V_r}{V_{a1} + V_{o1} + V_r}.$$

Давлением p_d определяется положение точки c_d и в дальнейшем построение совершается так же, как описано выше.

Точки d и e (фиг. 63) перемещаются соответственно в d_0 и e_0 .

Перепад давления в точке d может произойти тогда, когда сжатие в большом цилиндре не доведено до давления впуска в этот цилиндр. При положении поршня в точке d происходит сообщение малого цилиндра и ресивера с большим цилиндром. Если в последнем давление ниже, чем в первых двух объемах, произойдет выравнивание давлений.

Обозначим давление в точке d — p_d (фиг. 65), объем к. в. д. при этом — V_d , давление в конце сжатия в ц. н. д. — p_c . Пар, давлением p_d , до смешения занял объем $V_d + V_{o1} + V_r$, пар, давлением p_c , — объем V_{a2} . Давление смеси:

$$p_1 = \frac{p_d(V_d + V_{o1} + V_r) + p_c V_{a2}}{V_d + V_{o1} + V_r + V_{a2}}.$$

Отметив на высоте p_1 точку d_0 , дальнейшее построение производим вышеописанным методом.

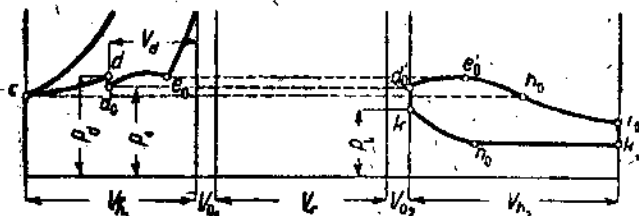
Кривая d_0e_0 будет лежать ниже кривой de на фиг. 63.

Точки d_0 и e_0 соответствуют по высоте точкам d_0 и e_0 .

При более точных построениях следует принять еще во внимание моменты предварения впуска и выпуска, подобно тому, как это разобрано на фиг. 62 для тандем-машин.

§ 32. Построение индикаторной диаграммы машины тройного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 120° .

Разбираемое ниже построение относится, главным образом, к вертикальным машинам, схема которых представлена на фиг. 58. Построение индикаторных диаграмм для горизонтальных машин тройного расширения с расположением цилиндров по фиг. 57 (тандем-компаунд) представляет собой соединение методов, разобранных в двух предыдущих параграфах.



Фиг. 63. Индикаторная диаграмма машины-компаунд с неполным сжатием в ц. н. д.

В машинах с тремя кривошипами последние заклиниваются обычно под углом 120° друг к другу, причем последовательность (по направлению вращения) кривошипов такова: 1) низкого давления, 2) среднего давления, 3) высокого давления.

Для удобства построений объемы цилиндров и ресиверов откладываются на диаграмме не последовательно, а в порядке, указанном на фиг. 66.

$AB = V_{a_0}$ — рабочий объем ц. н. д.

$BC = V_{b_0}$ — объем вредного пространства ц. н. д.

$CF = V_{c_0}$ — объем второго ресивера

$FO = V_{d_0}$ — » вредного пространства ц. ср. д.

$GH = V_{e_0}$ — » ц. ср. д.

$FE = V_{f_0}$ — » первого ресивера

$ED = V_{g_0}$ — » вредного пространства ц. в. д.

$DK = V_{h_0}$ — » ц. в. д.

Отношение объемов цилиндров определяется из совокупной диаграммы, которая обычно делится на три, равных по площади, части.

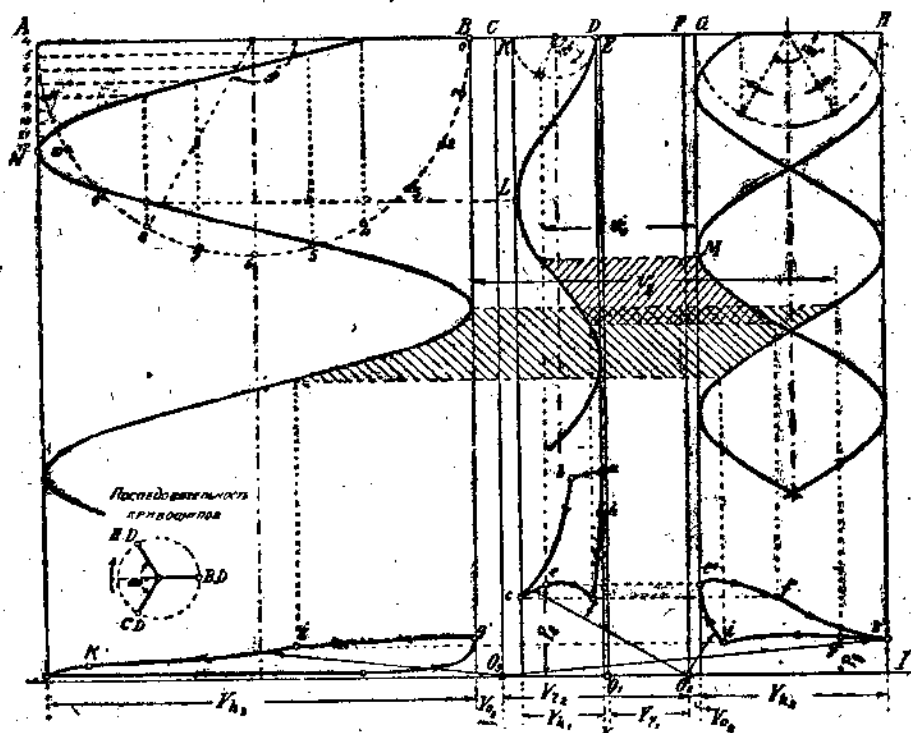
Обычным способом строятся кривые объемов, причем каждая из вершин N, M, L кривых сдвинута на 120° по отношению к соседней. Для ц. ср. д. строятся две кривые объемов, одна из которых служит для исследования работы этого цилиндра с ц. в. д., другая — с ц. н. д.

По известной из совокупной диаграммы степени наполнения строятся линии ab и bc на диаграмме высокого давления. В точке c начинается выпуск

пара в первый ресивер (предварением выпуска пренебрегаем). Линия se (сжатия в ц. в. д. и первом ресивере) строится как равнобокая гипербола из полюса O_2 . В точке e (e') начинается выпуск в ц. ср. д. по кривой ef , которая строится по точкам (заданы p_e и v_e). Точка f может лежать на одной высоте с точкой c .

В этом случае диаграмма ц. в. д. заканчивается построением кривой сжатия fh (из полюса O_1). Можно точку f выбрать ниже точки c ; тогда в ц. в. д. за точкой f происходит сжатие в цилиндре и первом ресивере до достижения давления в точке c ; лишь после этого происходит сжатие в одном ц. в. д.

Линия ef переносится на диаграмму среднего давления, причем в обоих вышепересмотренных случаях точка f лежит на высоте f .



Фиг. 66. Построение индикаторной диаграммы машины тройного расширения.

Кривая расширения fi строится из полюса O_3 . ig — представляет собою линию сжатия в ц. ср. д. и втором ресивере (из полюса O_3), gi — перепуск в ц. н. д. Последняя кривая строится по точкам, исходя из заданных p_i , v_i . Точка i может лежать на одной высоте с точкой l или ниже ее¹.

В последнем случае от точки i начинается сжатие в ц. ср. д. и втором ресивере (из полюса O_3), а после него сжатие в ц. ср. д. Последняя кривая в этом случае строится обратным путем из точки e' .

¹ На фиг. 66 точка i выбрана на одной высоте с точкой l .

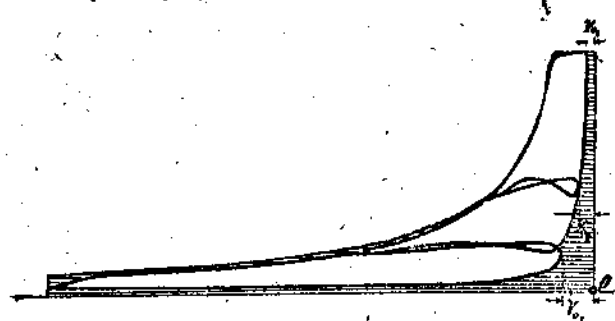
На диаграмме низкого давления точка f находится на одной высоте с точкой i ; кривая расширения строится из полюса O_2 , кривая сжатия из того же полюса обратным путем (от точки g').

Если кривые сжатия не дойдут до точек e' , g' , то в точках e , g произойдут перепады давлений (см. предыдущий параграф). Перепады можно получить также и в точках c и i , располагая точки f и i ниже точек c и i .

На диаграммах объемов заштрихованы области совместного процесса в двух цилиндрах.

§ 33. Рэнкиннизирование индикаторных диаграмм.

Построенные на фиг. 66 диаграммы совмещены в одной диаграмме на фиг. 67. Здесь же построена диаграмма одноцилиндровой машины, причем линия расширения проведена как равнобокая гипербола, проходящая через



Фиг. 67. Рэнкиннизированная диаграмма машины тройного расширения.

момент отсечки п. в. д. Заштрихованные площади представляют собою потери, причем особое внимание следует обратить на потери во время расширения, обусловленные самым принципом многократного расширения.

Для того чтобы получить подобную же картину при помощи действительных диа-

грамм, снятых с машины, последние необходимо привести к одному масштабу. Построения эти предложены Рэнкиным и называются рэнкиннизированием диаграмм.

На фиг. 68 и 69 представлены индикаторные диаграммы тандем-машины (диаметры цилиндров: $D_1 = 430$; $D_2 = 710$). Диаграммы сняты индикаторами с разным диаметром барабанов, а потому имеют неодинаковую длину. Масштабы пружин также различны (в первой диаграмме $m = 2$, во второй $m_1 = 10$).

Для диаграммы высокого давления оставляем без изменения. Диаграмму низкого давления сначала делаем равной длине диаграммы в. д., т. е. уменьшаем абсциссы в отношении $\frac{l_1}{l}$, а затем увеличиваем в отношении объемов цилиндров, т. е. в отношении $\frac{D_2^2}{D_1^2}$.

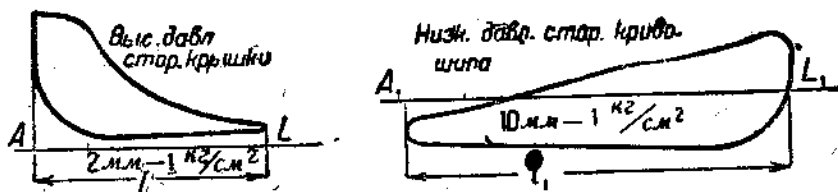
Если, например, $l_1 = 54$ мм; $l = 32$ мм, то рэнкиннизированная диаграмма низкого давления должна иметь длину

$$L = \frac{32 \cdot 710^2}{43^2} = 88 \text{ мм.}$$

Масштаб давлений оставим без изменения в диаграмме низкого давления, а в диаграмме же высокого давления ординаты увеличим в $\frac{m_1}{m}$ раз.

В нашем случае:

$$\frac{m_1}{m} = \frac{10}{2} = 5.$$



Фиг. 68 и 69. Индикаторные диаграммы, снятые с машины.

В общих осях координат диаграммы располагаются так, чтобы они отстояли от оси ординат на величины своих вредных пространств (фиг. 70).

Для сравнения с одноцилиндровой машиной проводится общая кривая расширения в виде равнобокой гиперболы, которую строят обычно: из точки конца впуска для перегретого пара, из точки конца расширения — для насыщенного пара.

Линия выпуска в этой совокупной диаграмме проводится при давлении 1 атм для работы на атмосферу и при нулевом давлении для работы на конденсацию. Вредное пространство и сжатие отсутствуют.

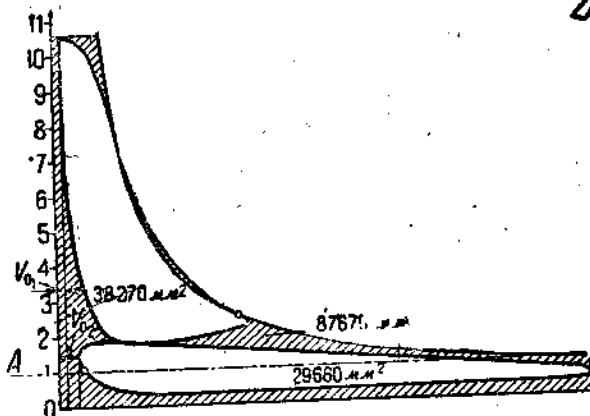
Отношение суммарной площади ренкинизированных диаграмм к площади совокупной диаграммы называется коэффициентом полноты.

Величины площадей для разобранный примера указаны на фиг. 70. Коэффициент полноты равен

$$\frac{38\,270 + 29\,660}{87\,675} = 0,775.$$

Средними значениями для коэффициента полноты могут служить:

0,6 — 0,7 в машинах двойного расширения,
0,55 — 0,65 в машинах тройного расширения.



Фиг. 70. Ренкинизованная диаграмма тандем-машины.

§ 34. Мощность машины многократного расширения.

Зная размеры цилиндров машины и имея индикаторные диаграммы обоих цилиндров, легко определить мощность машины по формулам § 18.

Обозначив среднее индикаторное давление в каждом из цилиндров машины двойного расширения p_{11} и p_{12} (давления эти определяются из диаграмм так же, как и для одноцилиндровой машины), найдем суммарную площадь обеих диаграмм

$$Q = p_{11} V_{11} + p_{12} V_{12}.$$

Среднее индикаторное давление обоих цилиндров, отнесенное к объему ц. и. д.,

$$p_i = \frac{Q}{V_{12}} = p_{11} \frac{V_{11}}{V_{12}} + p_{12}. \quad (39)$$

Во многих случаях можно обойтись и без определения p_{11} и p_{12} в отдельности. Измеряются площади обеих диаграмм и сумма их Q делится на длину диаграммы низкого давления V_{12} . Полученная величина среднего индикаторного давления подставляется в формулу

$$N_s = \eta_{12} \frac{F_2 c_m p_i}{75},$$

F_2 здесь обозначает площадь поршня ц. и. д.

При заданной мощности из той же формулы определяется F_2 , а диаметр ц. и. д. находится из соотношения

$$0,97 \frac{\pi D_2^2}{4} = F_2.$$

Диаметр ц. в. д.

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{V_{11}}{V_{12}}}.$$

Если учитывать точно полезные площади обоих поршней и индикаторные давления в каждой из полостей цилиндров, то мощность машины следует определять по более точной формуле:

$$N_s = \eta_{12} \frac{c_m}{2 \cdot 75} (F'_1 p'_{11} + F''_1 p''_{11} + F'_2 p'_{12} + F''_2 p''_{12}), \quad (40)$$

где F'_1 — полезная площадь поршня одной полости ц. в. д.,

F''_1 — полезная площадь поршня другой полости ц. в. д.,

p'_{11} и p''_{11} — соответствующие им средние индикаторные давления.

Аналогичные величины для ц. и. д. снабжены индексом 2.

Ход поршня машины (при проектировании) определяется из формулы:

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

c_m принимается 2÷3 м/сек, редко до 4 м/сек.

Отношение $\frac{S}{D_2}$ должно находиться в пределах:

0,9 + 1,8 для горизонтальных тихоходных машин,
 0,5 + 0,9 для вертикальных тихоходных машин,
 0,7 + 1,0 для горизонтальных быстроходных машин,
 0,5 + 0,7 для вертикальных быстроходных машин.

Механический к. п. д. берется на 2 + 3%, меньше значений, указанных для одноцилиндровых машин.

Вышеприведенные формулы распространяются и на машины тройного расширения, причем под D_2 , F_2 и здесь надо понимать диаметр и площадь поршня ц. н. д.

§ 35. Расход пара машина двойного расширения.

Определение расхода пара методом, изложенным в § 20, в применении к машинам многократного расширения не дает удовлетворительных результатов. Не существует вообще точных методов для предварительного подсчета расхода пара этими машинами.

Более или менее удовлетворительную цифру можно получить методом, предложенным Грассманом и заключающимся в нижеследующем.

Определяется расход пара идеальной одноцилиндровой машины, работающей по циклу Мейера между теми крайними пределами давлений пара, которые заданы для машины двойного расширения.

Величина этого расхода пара [см. формулы: (32) в § 23 и (3) в § 7]:

$$D' = \frac{632}{i_1 - i_2 + \frac{10\,000}{427} (p_2 - p_3) v} \text{ кг/ч. л. с. ч.}, \quad (41)$$

здесь i_1 — начальное теплосодержание пара,

i_2 — теплосодержание пара в конце адиабатического расширения в ц. н. д. (до давления p_2),

p_2 — давление в конце расширения ц. н. д.,

p_3 — давление при выпуске из ц. н. д.,

v — удельный объем пара в конце расширения в ц. н. д. (определяется по i - s -диаграмме, см. § 7 и 23).

К расходу пара идеального процесса добавляется величина, учитывающая все потери в машине, которая по эмпирической формуле Грассмана составляет

$$D'' = \tau \frac{M}{i_1} \left[0,35 + \frac{O_r}{F} \sqrt{p_1 + 5} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{1}{\pi^{0,6}} \left(\frac{1}{p_1} + 0,5 \right) \right]. \quad (42)$$

Смысл всех величин, входящих в формулу (42), пояснен в § 24. τ определяется по формуле (35) в этом параграфе.

$M = 300 + 500$ при расположении парораспределительных органов в крышках цилиндра,

$M = 500 + 800$ во всех прочих случаях,

$\frac{Q}{F}$ представляет собою отношение приведенной суммы поверхностей вредного пространства п. н. д. к площади горшня этого цилиндра,
 t_1 — теплосодержание острого пара,
 P_1 — среднее индикаторное давление обоих цилиндров, отнесенное к объему п. н. д. (формула 39).
 Действительный расход пара машиною.

$$D_1 = D' + D'' \text{ кг/ч. л. в. ч.}$$

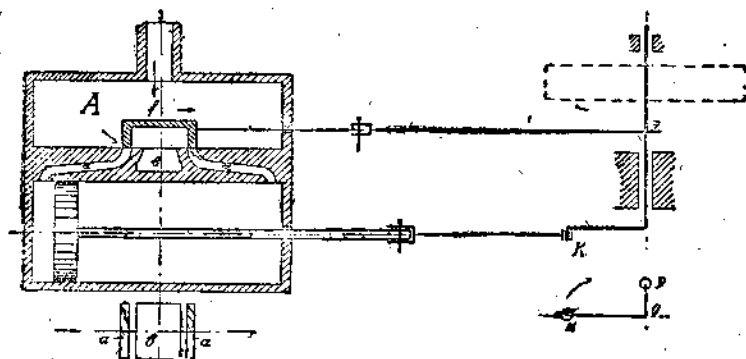
ЧАСТЬ II

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВЫХ МАШИН

1. ЗОЛОТНИКОВЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ.

§ 36. Простой коробчатый золотник.

В простейшем случае парораспределения паровой машины может быть осуществлено при помощи простого коробчатого золотника без перекрыш (фиг. 71). С цилиндром машины отливается заодно так



Фиг. 71. Схема машины с простым коробчатым золотником.

называемая золотниковая коробка А. В этой коробке имеется чисто выстроганная и прилабренная плоскость, именуемая золотниковым зеркалом. В зеркале прорезано три канала — два (а) по бокам и один (b) посередине.

Каналы, как видно из плана под схемой, имеют прямоугольное сечение. В золотниковую коробку впускается острый пар, средний канал (b) сообщается с выпускной трубой. Двигающийся по зеркалу золотник f представляет собой как бы опрокинутую коробку с толщиной стенок, равной ширине крайних каналов.

Золотник может приводиться в движение таким же механизмом, как и поршень, т. е. при помощи кривошипа, шатуна и штока, причем кривошип золотника заклинивается на валу под углом 90° по отношению к поршневому кривошипу.

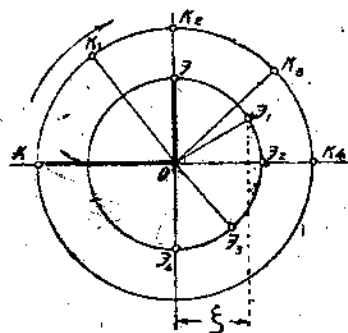
Рассмотрим окружности вращения кривошипов главного и золотникового, последние из которых обыкновенно имеет меньший диаметр (фиг. 72).

В то время, когда главный кривошип находится в положении OK , соответствующем мертвому положению поршня, — золотниковый кривошип находится в положении OZ , опережая на 90° главный кривошип.

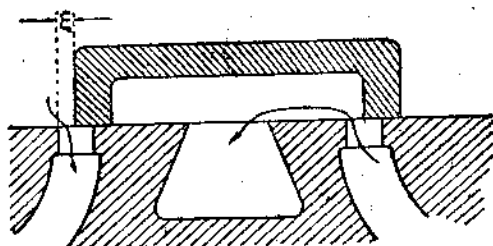
Поэтому мертвое положение поршня соответствует среднему положению золотника и наоборот.

Парораспределительный механизм работает следующим образом.

Положим, что машина находится во вращении, главный кривошип выходит из своего мертвого положения и движется по направ-



Фиг. 72. Кривошипная диаграмма машины с простым коромыслом золотником.



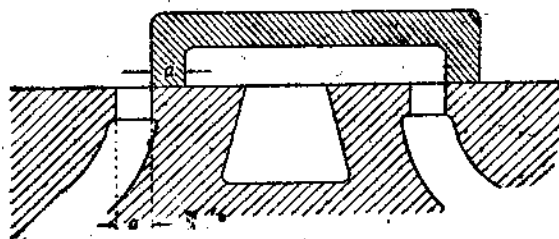
Фиг. 73. Промежуточное положение золотника.

лению стрелки. Поршень также выходит из своего мертвого положения и движется вправо.

Когда главный кривошип повернется в некоторое положение OK_1 , золотниковый кривошип будет занимать положение OZ_1 , и сдвиг золотника из среднего положения будет равен проекции кривошипа OZ_1 на горизонтальный диаметр. Обозначим величину этого сдвига ξ (фиг. 73).

Таким образом золотник из своего среднего положения прошел путь ξ , измеряемый от кромки канала до края золотника.

Очевидно, что при выходе золотника из среднего положения пар, находящийся в золотниковой коробке, будет поступать в паровой цилиндр и оказывать да-



Фиг. 74. Мертвое положение золотника.

вление на поршень, толкая его вправо. В то же время из правой полости цилиндра должен происходить выпуск пара. Как видно из схемы, выпуск в действительности и производится, так как золотник относительно правого окна стал в такое положение, что пар из цилиндра может поступать под золотник, а оттуда в средний канал золотникового зеркала и в выпускную трубу.

Когда главный кривошип займет свое среднее положение OK_2 под уг-

том 90° к начальному положению, то золотниковый кривошип станет в положение $ОЭ_2$, которое будет правым мертвым положением золотника. Золотник относительно зеркала расположится согласно фиг. 74.

Он полностью откроет канал, так как ширина последнего, которую мы обозначим a , делается равной радиусу золотникового кривошипа: $a = ОЭ$.

При дальнейшем вращении кривошипов, когда главный кривошип придет в положение $ОК_2$, золотниковый кривошип будет находиться в $ОЭ_2$. Это значит, что, когда поршень будет еще продолжать свое движение вправо, золотник, выйдя из мертвой точки, будет двигаться уже влево, т. е. в направлении, обратном прежнему.

При этом золотник будет закрывать канал. Впуск пара будет продолжаться через все более и более уменьшающееся сечение канала.

Очевидно, когда главный кривошип придет в положение $ОК_1$, а поршень в свое правое мертвое положение, то золотниковый кривошип, опережая на угол 90° , станет в положение $ОЭ_1$.

Золотник возвратится в свое исходное среднее положение и закроет левый канал для впуска, а правый — для выпуска пара.

Впуск пара длится, таким образом, в течение всего хода поршня, причем в первой половине хода поршня канал постепенно открывается золотником, двигающимся вправо, а во второй половине хода поршня канал постепенно закрывается золотником, двигающимся влево.

Выпуск пара также происходит на протяжении всего хода поршня.

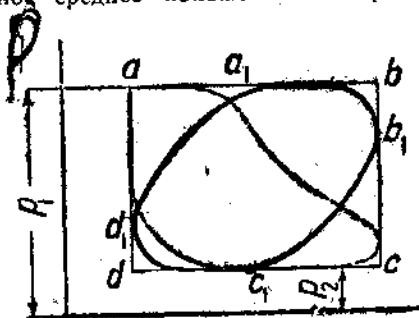
Индикаторная диаграмма такой машины должна представлять собою прямоугольник $abcd$, изображенный на фиг. 75.

Однако в действительности благодаря тому, что машина работает без предварений впуска и выпуска, без расширения и сжатия, подготавливающих состояние пара в цилиндре к выпуску или ко впуску, — диаграмма примет вид, показанный на фиг. 75 жирной линией: ни падение давления (линия bc), ни возрастание его (линия da) не смогут произойти мгновенно, а будут иметь характер, выраженный кривыми b_1c_1 и d_1a_1 .

Строя пунктирную диаграмму того типа, который мы признали как нормальный, можно убедиться, что в этой диаграмме площадь почти такая же, как и в диаграмме прямоугольной, а расход пара, измеряемый степенью наполнения, значительно меньше.

Мы приходим, следовательно, к необходимости изменить это парораспределение так, чтобы дать, с одной стороны, меньшую степень наполнения, а с другой стороны, меньшую продолжительность выпуска (для возможности сжатия пара).

Кроме того, должны иметь место моменты предварения впуска и выпуска.



Фиг. 75. Индикаторная диаграмма машины с простым коромыслом золотником.

§ 37. Золотник с перекрышами и углом опережения.

Перейдем теперь к рассмотрению конструкции золотника, дающей возможность работать с отсечкой и со сжатием пара.

Таким золотником является золотник с перекрышами и углом опережения кривошипа (фиг. 76).

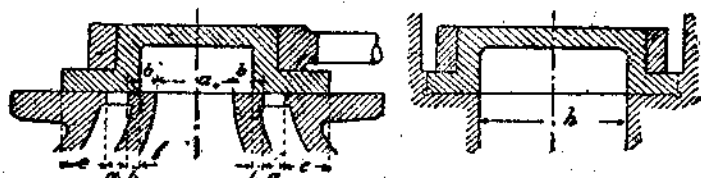
В среднем положении симметричная ось золотника совпадает с симметричной осью золотникового зеркала. Золотник перекрывает оба канала как с внутренней, так и с внешней стороны.

Ширину канала обозначим через a .

Простой коромысловый золотник имел толщину своих стенок как равную a . Стенки же этого золотника имеют лапы, перекрывающие канал снаружи на величину e и внутри на величину i .

Перекрыша e называется внешней перекрышей, а перекрыша i — внутренней перекрышей золотника.

Среднему положению простого коромысового золотника соответствовало мертвое положение поршня. Здесь, очевидно, при среднем положении золотника поршень не может быть в мертвом положении, так как при мертвом



Фиг. 76. Золотник с перекрышами.

положению поршня должен начаться впуск пара в цилиндр. При среднем положении данного золотника это невозможно, так как золотник перекрывает канал с внешней стороны на величину e .

Впуск пара может произойти только тогда, когда золотник сдвинется вправо на величину внешней перекрыши e . Но при мертвом положении поршня канал уже должен быть открыт на некоторую небольшую величину, для того чтобы осуществить предварение впуска (фиг. 77 — II). Величина эта v , называется линейным предварением впуска. Таким образом при мертвом положении поршня золотник должен быть сдвинут из своего среднего положения на величину:

$$\xi = e + v.$$

Обратимся теперь к кривошипной диаграмме (фиг. 78). Начертим по-прежнему две окружности: большую окружность для главного кривошипа радиусом OK и меньшую окружность для золотникового кривошипа радиусом $OЭ$.

При простом коромысловом золотнике золотниковый кривошип опережал главный на угол 90° . В данном случае, при мертвом положении поршня, а, следовательно, и главного кривошипа, золотник не может быть в среднем положении, а должен быть сдвинут на величину $e + v$. Поэтому при мертвом положении главного кривошипа золотниковый кривошип должен

находиться в таком положении ОЗ, при котором проекция ОЗ на горизонтальную ось будет равна

$$e + v_s$$

Направление ОЗ опережает вертикальный диаметр на угол δ , который называется углом опережения (фактически золотниковый кривошип опережает главный кривошип на угол $90^\circ + \delta$, но углом опережения называется только угол δ).

Характеристика положения золотника по отношению к левой полости цилиндра		Направление движения	
		Золотника	Поршня
	Среднее положение золотника	Вправо	Влево
	Золотник открывает окно на величину линейного предвращения впуска. Поршень в левом мертвом положении	"	—
	Золотник в правом мертвом положении. Полное открытие окна	—	Вправо
	Момент отсечки	Влево	"
	Среднее положение золотника	"	"
	Начало выпуска	"	"
	Выпускное окно открыто на величину линейного предвращения выпуска. Поршень в правом мертвом положении	"	—
	Левое мертвое положение золотника	—	Влево
	Начало сжатия	Вправо	"

Фиг. 77.

В этом и заключается одно из отличий простого коромыслового золотника от золотника с перекрышами. В первом случае золотник находится в среднем положении при мертвом положении главного кривошипа, и угла опережения нет. В данном случае же имеется угол опережения, и при мертвых положениях кривошипа золотник не находится в среднем положении, а сдвинут на величину $e + v_s$.

Дальнейшая работа механизма протекает следующим образом.

Когда золотниковый кривошип займет положение ОЗ, соответствующее мертвому положению золотника, то на золотниковом зеркале золотник расположится так, как показано на фиг. 77—III.

Главный кривошип повернется на тот же самый угол и займет положение OK_1 (см. кривошипную диаграмму).

Очевидно, сдвиг золотника относительно среднего положения составляет сумму $e + a$, причем эта сумма должна равняться радиусу золотникового кривошипа r .

Положим далее, что золотниковый кривошип повернется в положение OZ_2 , причем проекция OZ_2 на горизонтальную ось будет $e + v$. Тогда главный кривошип займет некоторое положение OK_2 , близкое к вертикальному. Золотник в этот момент находится в том же положении, как и в момент мертвого положения поршня. Но направление движения золотника при этом обратное.

Когда, наконец, золотниковый кривошип станет в некоторое положение OZ_3 , причем проекция его на горизонтальную ось будет равна e , то это значит, что золотник отстоит от своего среднего положения на величину внешней перекрыши, канал закроется и наступает момент отсечки (фиг. 77—IV).

Главный кривошип будет находиться в некотором положении OK_3 , которое, во всяком случае, не является мертвым положением. Золотник, благодаря наличию внешней перекрыши, закрывает канал раньше, чем главный кривошип придет в свое мертвое положение.

Чем больше внешняя перекрыша, тем раньше золотник закроет канал и тем меньше будет степень наполнения.

Если подобное же рассуждение повторить по отношению к выпуску пара, то и здесь, благодаря наличию внутренней перекрыши, выпуск пара не будет продолжаться в течение всего хода поршня, а будет тем короче, чем больше перекрыша i .

В связи с этим увеличивается продолжительность сжатия пара.

Так что, поскольку величина внешней перекрыши влияет на степень наполнения, постольку внутренняя перекрыша обуславливает ту или иную степень сжатия. Чем больше внешняя перекрыша, тем меньше степень наполнения; чем больше внутренняя перекрыша, тем больше продолжительность сжатия.

Мы будем обозначать сдвиг золотника от среднего положения через ξ (всегда пути золотника меряются от его среднего положения в отличие от поршня, пути которого откладываются от мертвого положения).

Мы установили, что когда поршень находится в мертвом положении, то

$$\xi = e + v;$$

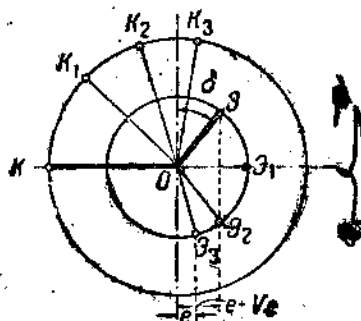
момент полного открытия окна при движении золотника вправо выражается уравнением:

$$\xi = e + a \text{ или } \xi = r,$$

где r представляет собою радиус золотникового кривошипа.

Момент начала впуска характеризуется уравнением

$$\xi = e.$$



Фиг. 78. Кривошипная диаграмма.

Момент отсечки пара или конец впуска выражается тем же самым уравнением $\xi = e$, так как в момент отсечки золотник стоит в том же положении, как и в момент начала впуска.

Разница только та, что при начале впуска золотник движется вправо, а в момент отсечки — влево.

Момент начала выпуска (выпуск происходит таким образом, что пар через канал поступает под золотник, а оттуда выходит через выпускное окно) произойдет тогда, когда золотник, двигаясь влево, пройдет путь i , т. е. когда внутренняя кромка канала совпадет с внутренней кромкой золотника (фиг. 77—VI). Поэтому начало выпуска характеризуется уравнением:

$$\xi = i.$$



Фиг. 79. Золотник с перебегом.

В таком же положении золотник будет находиться и в момент прекращения выпуска; поэтому момент конца выпуска или начала сжатия также выражается уравнением:

$$\xi = i.$$

В некоторых случаях полный сдвиг золотника от среднего до мертвого положения делают несколько больше чем $e + a$, а именно заставляют золотник перебежать через внутреннюю кромку окна в золотниковом зеркале.

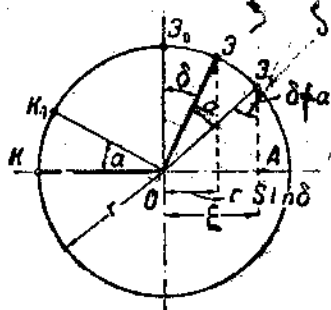
Тогда мертвое положение золотника изобразится относительно канала так, как показано на фиг. 79. При этой конструкции:

$$\xi_{\max} = r = e + a + c.$$

38. Уравнение движения золотника.

Связь между движением золотника и движением поршня удобнее всего получать графически.

Но ее можно вывести и аналитическим путем, исходя из следующих соображений.



Фиг. 80. Кривошипная диаграмма.

Положим, главный кривошип находится в мертвом положении OK (фиг. 80).

Тогда золотниковый кривошип, опережая его на угол δ , будет находиться в положении OZ (для простоты $OK = OZ$). Когда главный кривошип повернется на произвольный угол α и займет положение OK_1 , золотниковый кривошип повернется на тот же угол α и станет в положение OZ_1 . При этом сдвиг золотника равняется ξ . Из треугольника OZ_1A можно определить ξ , если иметь в виду, что угол при точке Z_1 равняется $\delta + \alpha$:

$$\xi = r \sin(\alpha + \delta). \quad (43)$$

Это уравнение и представляет собою аналитическую связь между сдвигом золотника из среднего положения и углом поворота главного кривошипа. По этому последнему легко установить и положение поршня.

Для мертвого положения OK сдвиг золотника измеряется, как мы установили, отрезком $\xi = e + v$.

Но в то же время ξ должен быть равен $r \sin \delta$, так как при мертвом положении поршня $a = 0$.

Следовательно, уравнение

$$e + v = r \sin \delta$$

соответствует мертвому положению поршня.

Таким же образом уравнение

$$r \sin (\delta + \alpha) = e$$

служит для моментов начала выпуска и отсечки; уравнение

$$r \sin (\delta + \alpha) = i$$

относится к моментам предварения выпуска и начала сжатия.

Уравнение

$$r = e + a + c$$

указывает на мертвое положение золотника.

Кривошип при этом находится под углом

$$\alpha = 90^\circ - \delta; \quad \sin (\alpha + \delta) = 1.$$

Общее уравнение

$$\xi = r \sin (\alpha + \delta)$$

легко решать при помощи графических приемов.

Одним из способов, служащих для этой цели, является диаграмма Цейнера.

§ 39. Диаграмма Цейнера.

Цейнер установил, что уравнение движения золотника представляет собою уравнение хорды круга в полярных координатах.

Если диаметр OB окружности на фиг. 81 обозначим через r и предположим, что он составляет с вертикальной осью угол δ , то любая хорда этой окружности, например хорда OA , наклоненная к горизонту под углом α , как раз подчиняется уравнению:

$$\xi = r \sin (\alpha + \delta).$$

Это легко установить из рассмотрения треугольника OAB :

$$\overline{OA} = \overline{OB} \cdot \sin \angle ABO,$$

$$\angle ABO = 180^\circ - (90^\circ + \angle AOB),$$

$$\angle ABO = 180^\circ - [90^\circ + 90^\circ - (\alpha + \delta)] = \alpha + \delta,$$

$$\text{т. е. } \overline{OA} = \overline{OB} \cdot \sin (\alpha + \delta);$$

$$\text{или } \overline{OA} = r \sin (\alpha + \delta) = \xi.$$

$\angle AOB = 90^\circ - (\alpha + \delta)$

Таким образом, если угол опережения δ отложим от вертикальной оси в сторону, обратную вращению, и затем проведем окружность на диаметре, равном радиусу золотникового кривошипа r , то мы и получим исходное построение для определения сдвига золотника.

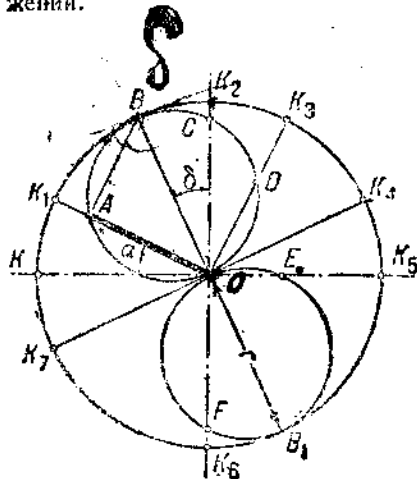
Любая хорда этой окружности, наклоненная под углом α к горизонту, равна сдвигу золотника при угле поворота главного кривошипа на угол α от его мертвого положения.

Большая окружность радиуса OK представляет собою окружность вращения главного кривошипа ¹.

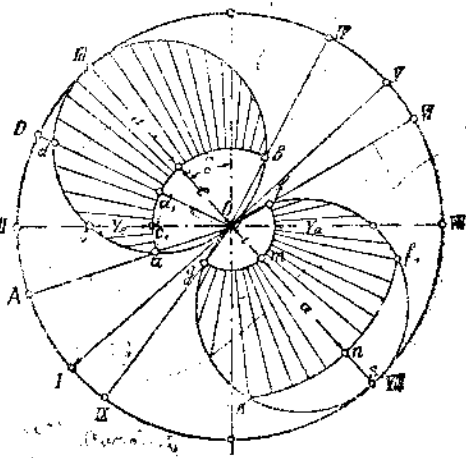
Когда главный кривошип повернется на угол α и займет положение OK_1 , то сдвиг золотника будет измеряться хордой OA .

Когда главный кривошип станет в положение OB , то и сдвиг золотника измерится всей длиной OB .

Этот сдвиг золотника максимален: золотник находится в мертвом положении.



Фиг. 81. Диаграмма Цейнера.



Фиг. 82. Диаграмма Цейнера.

В положении OK_2 и OK_3 главного кривошипа золотник будет сдвинут соответственно на величины отрезков OC и OD .

Если возьмем положение кривошипа OK_4 , касательное к цейнеровской окружности, то сдвиг золотника равен нулю: другими словами, золотник находится в среднем положении. Если линия OB являлась линией мертвого положения золотника, то линия $OK_4 \perp OB$ соответствует среднему положению золотника.

Когда кривошип будет вращаться дальше по часовой стрелке, то чтобы установить сдвиг золотника, необходимо на продолжении OB , т. е. на линии OB_1 , как на диаметре, очертить вторую цейнеровскую окружность. Тогда в положении OK_5 главного кривошипа сдвиг золотника будет OE ;

¹ Радиус этой окружности может быть выбран совершенно произвольно, так как окружность необходима для фиксирования лишь направления кривошипа. Для удобства построения обычно принимают радиус окружности кривошипа равным диаметру цейнеровской окружности.

в положении OB_1 главного кривошипа золотник достигнет мертвого положения, и, наконец, в положении OB_2 главного кривошипа золотник снова возвратится в среднее положение.

Раньше мы установили, что в момент мертвого положения поршня сдвиг золотника

$$\xi = e + v.$$

К моменту начала впуска (предварение впуска) и в момент отсечки $\xi = e$. Из начала координат O проводим дугу радиусом e (фиг. 82). Эта дуга пересечет цейнеровскую окружность в точках a и b .

Проведем из начала координат лучи через эти точки.

Отрезок Oa представляет собою сдвиг золотника из среднего положения при положении кривошипа OA , причем отрезок $Oa = \xi = e$.

Поэтому OA можно считать за положение кривошипа в момент предварения впуска.

Точно так же отрезок Ob представляет собою сдвиг золотника в момент отсечки, так как $Ob = \xi = e$.

Так как главный кривошип движется по часовой стрелке, то легко сообразить, что OA будет положение кривошипа при предварении впуска, а OB — в момент отсечки, а не наоборот.

Отметим мертвое положение кривошипа OII ; при этом сдвиг золотника, измеряемый хордой окружности, равен Os .

Так как при мертвом положении поршня

$$\xi = e + v,$$

то линейное предварение впуска v , на цейнеровской диаграмме измеряется отрезком ss_1 . Положение золотника на зеркале при мертвом положении поршня указано на фиг. 83 жирными линиями. Пунктиром намечено среднее положение золотника.

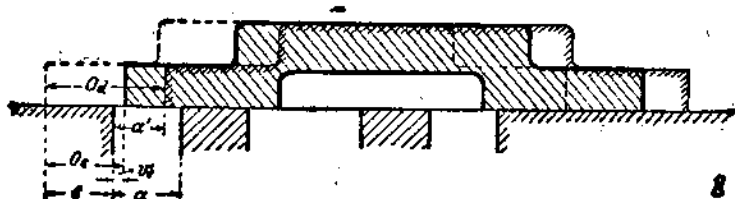
При положении кривошипа OD сдвиг золотника от среднего положения измеряется отрезком Od ; откладывая этот отрезок на фиг. 83, мы получаем новое положение золотника (отмечено тонкими линиями). Канал при этом будет открыт на величину, которую обозначим $a' = Od - e$. На диаграмме Цейнера открытие выразится отрезком $dd_1 = Od - e$, который заключается между дугой внешней перекрыши и окружностью Цейнера. Когда главный кривошип займет положение $OIII$, открытие будет наибольшее, равное разности между диаметром цейнеровской окружности и внешней перекрышей. Когда кривошип займет положение OIV , открытие равно нулю.

Таким образом часть цейнеровской окружности, заштрихованная в направлении радиусов, представляет собой как бы кривую открытия окна. Окно открывается в точке a , при мертвом положении поршня открытие достигает величины линейного предварения впуска, затем открытие продолжает увеличиваться, полностью окно открыто при мертвом положении золотника. Затем золотник начинает двигаться в обратном направлении, постепенно закрывая канал.

Аналогичное явление имеет место и при выпуске. Выпуск пара начнется, когда золотник сдвинется из среднего положения влево и займет положение VI на фиг. 77, т. е. пройдет путь i влево. В момент начала выпуска, таким образом, уравнение сдвига золотника $\xi = i$. С другой стороны, когда

золотник, полностью открыв канал и дойдя до мертвого положения, пойдет обратно, то он будет постепенно закрывать канал. Когда золотник пройдет путь i и станет в положение IX , одинаковое с VI , то начнется сжатие пара. Таким образом начало сжатия характеризуется также уравнением: $\xi = i$. Здесь имеется полная аналогия с впуском, поэтому мы можем на диаграмме (фиг. 82) провести дугу радиусом i в нижней цейнеровской окружности. В таком случае положения кривошипов, проходящих через точки f и g , относятся: OVI —к моменту начала выпуска или предварения выпуска (в этом положении сдвиг золотника $O_f = i$); OIX —к моменту начала сжатия, так как и здесь сдвиг $O_g = i$ ¹.

Что касается величины открытия окна, то оно не будет измеряться радиальным отрезком между дугой внутренней перекрышки и цейнеровской окружностью, так как ширина канала a определена уже по верхней окружности. Очевидно, что и для выпуска канал может быть открыт не более, чем на величину a . Поэтому, чтобы определить ширину открытия, нужно от точки m отложить величину a до точки n и из центра O провести дугу через точку n радиусом $i + a$; тогда радиально заштрихованная площадь представит характер открытия окна со стороны выпуска. Окно начинает



Фиг. 83. Различные положения золотника.

открываться для выпуска в точке f . При положении главного кривошипа OVI канал будет открыт на величину, которую мы можем обозначить σ , и называть линейным предварением выпуска. Полностью окно откроется в точке f_1 и дальше будет оставаться открытым до прихода кривошипа в положение OII ; золотник же будет перебегать окно, и в мертвом положении перебег золотника изобразится отрезком $ps = e - i$ (фиг. 77, VIII).

Проведем линию $I-V$, перпендикулярную цейнеровским диаметрам. Теперь повторим весь ход работы парораспределения. Впуск начинается в положении $OА$, когда кривошип не дошел еще до мертвого положения, золотник сдвинут на величину e . Кривошип, вращаясь по часовой стрелке, приходит в мертвое положение, золотник же сдвинут вправо из среднего положения на величину $Oс$, открытие канала σ , равно линейному опережению впуска; при дальнейшем вращении канал открывается все больше — открытие пропорционально длине радиальных отрезков. При положении главного кривошипа $OIII$ золотник приходит в мертвое положение, и канал открыт полностью на величину a . Золотник меняет направление своего движения, и канал начинает закрываться. При положении OIV канал закрыт полностью, а золотник сдвинут на величину внешней перекрышки e . Когда кривошип приходит в положение OV , золотник становится в среднее положение.

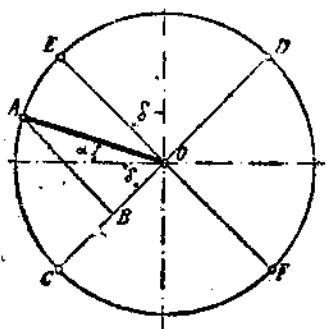
¹ Положения кривошипа на фиг. 82 соответствуют нумерации положений золотника на фиг. 77.

При положении главного кривошипа OVI золотник сдвинут влево на величину внутренней перекрыши i , и в дальнейшем канал может сообщаться с выпускным пространством. При положении главного кривошипа OVI канал открыт с внутренней стороны на величину v_a . В точке f_1 канал открывается полностью и остается открытым на всю ширину a до точки k . От точки k канал начинает закрываться, и при положении главного кривошипа OIX начинается сжатие пара.

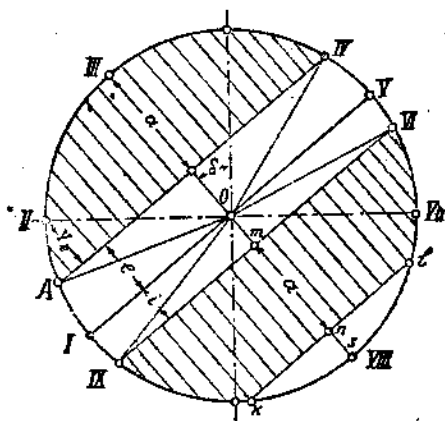
Углом между лучами OA и OIV измеряется продолжительность выпуска, углом между OVI и OIX — продолжительность выпуска, углом между OIX и OA — продолжительность сжатия, углом между OIV и OVI — продолжительность расширения.

§ 40. Диаграмма Мюллера.

Исследование движения золотника можно произвести также при помощи диаграммы Мюллера. Она строится по принципам, схожим с основами диаграммы Цейнера.



Фиг. 84. Основы построения диаграммы Мюллера.



Фиг. 85. Диаграмма Мюллера.

В диаграмме Мюллера за основную окружность принимаем окружность радиуса OA (фиг. 84), которая представляет собой одновременно и окружность вращения главного кривошипа, и окружность вращения золотникового кривошипа, конечно, в разных масштабах. Так же, как и в диаграмме Цейнера, проводим наклонный диаметр EF под углом δ к вертикали и перпендикулярный к нему диаметр CD . Тогда можно показать, что при произвольном положении главного кривошипа OA сдвиг золотника из среднего положения равен перпендикуляру AB из точки A на диаметр CD . В самом деле: положим, что OA находится под углом α к горизонтали, тогда угол $AOB = \alpha + \delta$ и, таким образом, $AB = AO \cdot \sin(\alpha + \delta)$; так как AO представляет собой r — радиус золотникового кривошипа, то

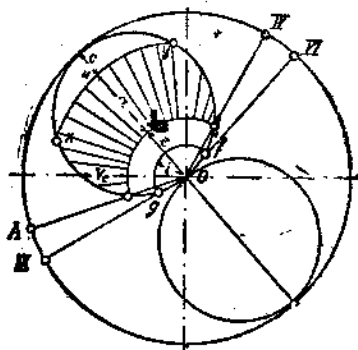
$$AB = r \sin(\alpha + \delta) = \xi,$$

что совпадает с уравнением движения золотника.

Проводим линию AIV , параллельную $I-V$ (фиг. 85) на расстоянии e от нее; она будет заменять дугу радиуса e на диаграмме Цейнера; с противоположной стороны проведем линию $IX-VI$, параллельную $I-V$ на расстоянии внутренней перекрыши i . Положение главного кривошипа OI соответствует среднему положению золотника. Положение OA соответствует моменту начала выпуска, так как сдвиг золотника, равный перпендикуляру на точки A на диаметр $I-V$, в этом положении равен e — внешней перекрыше. При мертвом положении поршня сдвиг измеряется перпендикуляром из точки II на диаметр $I-V$; часть этого перпендикуляра отсекаемая прямой AIV , представляет собой открытие окна, которое в данном случае именуется линейным предварением выпуска φ . При дальнейшем вращении кривошипа открытие окна постепенно увеличивается и измеряется отрезками прямых линий, параллельных диаметру $III-VIII$. При положении главного кривошипа $OIII$ открытие канала достигает максимума (a). После этого канал начинает закрываться, и в точке IV наступает момент отсечки.

Таким же образом можно установить, что положение главного кривошипа OVI соответствует началу выпуска, так как сдвиг золотника измеряется отрезком i . Если от точки m отложим отрезок $ml = a$ и через точку l проведем линию, параллельную диаметру $I-V$, то, начиная от точки VI , получим кривую открытия окна для выпуска; в точке l и на протяжении lk окно открыто полностью, от точки h начинается закрытие, и в точке IX канал со стороны выпуска закрывается. OIX представляет положение кривошипа в начале сжатия.

Обе диаграммы, Цейнера и Мюллера, в смысле точности и удобства построения совершенно равноценны.



Фиг. 86. Золотник с перебегом и отрицательной внутренней перекрышей.



Фиг. 87. Золотник с отрицательной внутренней перекрышей.

§ 41. Перебег золотника. Отрицательная перекрыша. Эксцентриситет.

В некоторых машинах перемещение золотника от среднего положения до мертвого, равное радиусу золотникового кривошипа, делается равным не $e + a$, а $e + a + c$, где c является перебегом золотника.

При мертвом положении золотника его внешняя кромка не совпадает с внутренней кромкой канала, а перебегает ее на величину c (фиг. 79). Последняя обыкновенно делается равной $0,1 a$.

На диаграмме Цейнера построение изменится следующим образом (фиг. 86): от точки t отложим отрезок $tm = 0,9 a$ до точки m , через

*) Под a понимается обозначение предыдущих фигур: $a = r - e$.

точку α проводим дугу радиусом $O\alpha$; она будет концентрична с дугой радиуса e .

Максимальное открытие окна (ширина канала) измеряется теперь отрезком tu , и именно эту величину мы будем обозначать a .

Таким образом открытие канала достигнет максимума не при мертвом положении золотника, а в некоторой точке x , и полное открытие продолжается на протяжении дуги xu . Эта система имеет то преимущество, что канал остается полностью открытым большее время, чем в золотнике без перебега.

Далее, следует отметить, что внутреннюю перекрышу иногда делают отрицательной (фиг. 87). Здесь i отложено в обратном от кромки канала направлении, так что при среднем положении золотника оба канала сообщены с выпускным отверстием; предварение выпуска в одной полости начинается еще тогда, когда в другой полости продолжается выпуск пара.

Отрицательная перекрыша получается обыкновенно при большом предварении выпуска и малой степени сжатия. Что касается диаграммы Цейнера, то на ней отрицательную внутреннюю перекрышу приходится откладывать в той же окружности, что и внешнюю (фиг. 86). Начало выпуска соответствует положению VI , а начало сжатия — положению OIX .

Продолжительность выпуска, измеряемая углом $VI O IX$, при отрицательной внутренней перекрыше больше, чем при положительной.

До сих пор мы говорили о золотниковом кривошипе, который приводит в движение золотник; однако ничего не изменится, если вместо кривошипа будет установлен эксцентрик.

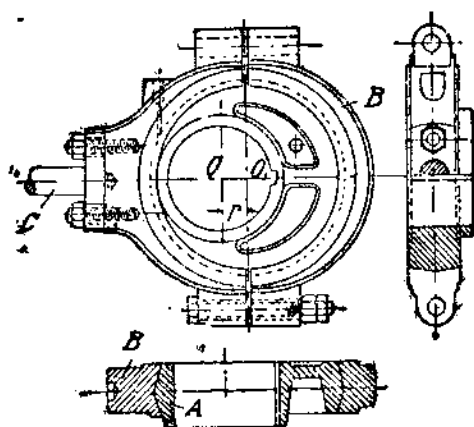
Эксцентрик состоит из диска a , который насажен эксцентрично на вал, как показано на фиг. 88. Расстояние r называется эксцентриситетом эксцентрика и заменяет собою радиус золотникового кривошипа.

Эксцентриковый диск охвачен хомутом B , состоящим из двух половин; с этим хомутом соединена эксцентриковая тяга C , которая шарнирно соединена с золотниковым штоком. При вращении вала O_1 описывает окружность вокруг точки O ; конец эксцентриковой тяги, а с ним и золотник, совершает возвратные колебательные движения с размахом $OO_1 = r$ в обе стороны из среднего положения.

§ 42. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой.

Решим задачу о том, как связать между собою индикаторную и золотниковую диаграммы.

Для построения золотниковой диаграммы необходимы следующие элементы: эксцентриситет эксцентрика r , который на диаграмме Цейнера ра-

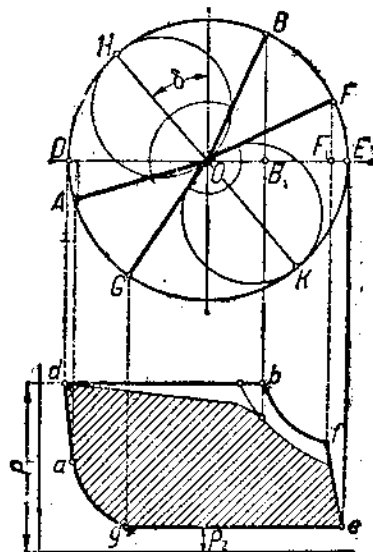


Фиг. 88. Эксцентрик.

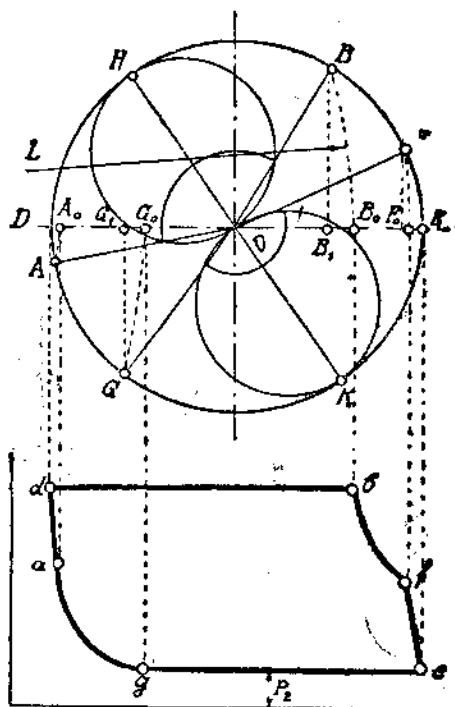
вен диаметру цейнеровской окружности, угол отсечения δ , внешняя перекрыша e , внутренняя перекрыша i .

Если мы имеем дело с машиной, в которой все элементы могут быть измерены, то мы можем построить золотниковую диаграмму по вышеописанному способу (фиг. 89).

Описываем окружность радиусом $OD = r$. Проводим диаметр HK под углом δ . На радиусах OH и OK , как на диаметрах, описываем цейнеровские окружности. В верхней цейнеровской окружности проводим дугу радиуса e , в нижней — дугу радиуса i ; пересечение этих дуг с окружностями дает основные моменты парораспределения: OA — положение кривошипа при начале впуска, OB — в момент отсечки, OF — для предварения выпуска, OD — при начале сжатия



Фиг. 89. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой при шатуне бесконечно-большой длины.



Фиг. 90. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой при шатуне конечной длины.

Длина индикаторной диаграммы, измеряемая ходом поршня, должна быть принята равной диаметру окружности вращения главного кривошипа.

Проводим ось абсцисс индикаторной диаграммы. Давление пара при впуске и выпуске должно быть известно. На высоте p_1 проводим линию впуска (горизонтальную прямую). Чтобы определить момент отсечки, обратимся к золотниковой диаграмме: положение кривошипа в момент отсечки определится точкой B и сдвиг поршня из мертвого положения измеряется отрезком DB (если пренебречь конечностью шатуна); поэтому точку B_1 проектируем на индикаторную диаграмму и находим точку b — момент отсечки.

От точки b начинается расширение, которое продолжается до момента предварения выпуска, когда кривошип находится в положении OF , а поршень в точке F_1 . Эту точку проектируем на индикаторную диаграмму и находим точку f , соответствующую предварению выпуска. Давление выпуска p_2 задано, так что точку f мы соединим с точкой c .

Далее, нужно спроектировать на индикаторную диаграмму начало сжатия—точку G в точку g , от нее ведем кривую сжатия; на последней можно отметить момент предварения впуска в точке a .

Следует отметить, что на действительной диаграмме, благодаря торможению пара, линии впуска и расширения пойдут ниже теоретической степени наполнения (§ 9) окажется меньше. Действительная диаграмма на фиг. 89 заштрихована.

При построении мы допустили некоторую неточность, считая шатун бесконечно-большой длины.

Мы считали, что при положении главного кривошипа в точке B , например, ход поршня будет измеряться отрезком DB_1 , причем точка B_1 получается как проекция точки B . В действительности шатун имеет конечную длину, и для того, чтобы получить перемещение поршня, нужно через точку B провести дугу радиусом, равным длине шатуна (фиг. 90), с центром на продолжении горизонтального диаметра: сдвиг поршня в таком случае будет равен отрезку DB_0 . Если длина L неизвестна (например, когда машина проектируется), то L выбирают равной $5R$, где R — радиус главного кривошипа. Точку B_0 мы должны спроектировать на индикаторную диаграмму, и тогда точка b (момент отсечки) будет лежать несколько дальше, чем в предыдущем построении. Точно так же следует поступить относительно других моментов парораспределения. Моменту предварения выпуска, например, будет соответствовать сдвиг поршня DF_0 , причем точка F_0 находится проведением дуги радиуса L через точку F ; центр этой дуги находится на продолжении горизонтального диаметра.

§ 43. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной и определению размеров золотника.

Теперь по заданной индикаторной диаграмме построим золотниковую диаграмму.

Эту задачу приходится решать при проектировании машины, так как сначала намечается желательный процесс машины, а затем проектируется парораспределение.

Теоретическая индикаторная диаграмма, построенная по правилам § 16, 17, имеет вид dbf_0ega с наполнением, измеряемым отрезком V (фиг. 91).

Для того чтобы в действительной диаграмме линия расширения совпала с b_1f_0 , необходимо, учитывая потери от торможения пара (§ 9), сделать наполнение больше и довести его до V' так, чтобы теоретическая индикаторная диаграмма имела бы вид dbf_0ega . Если парораспределение будет спроектировано по этой последней диаграмме, то действительный процесс машины окажется как раз совпадающим с db_1f_0ega , по которому произведено вычисление мощности машины или размеров цилиндра.

Выяснив необходимую величину наполнения и отметив положение точек: f — предварения выпуска, g — начала сжатия, a — предварения впуска, можно приступить к построению диаграммы Цейнера.

Описываем окружность диаметра DE и сносим на нее момент начала выпуска — точку a и момент отсечки — точку b .

Предварительно отмечаем положения поршня в точках A_0 и B_0 , затем находим соответственные положения кривошипа при помощи дуг радиуса, равного длине шатуна $L = 5R$, с центрами на продолжении горизонтального диаметра. Проведя эти дуги через точки B_0 и A_0 , получаем точки A и B . Заметим, что диаметр пейнеровских окружностей делит угол BOA как раз пополам, следовательно, проводя биссектрису угла BOA , находим угол опережения δ — одну из искомых величин.

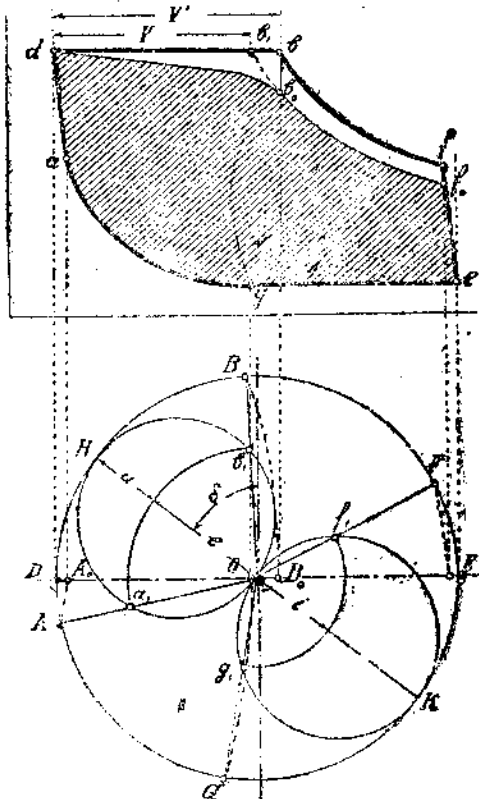
Проводим пейнеровские окружности верхнюю и нижнюю. Эти окружности пересекут лучи OA и OB в точках a_1 и b_1 , которые должны лежать на одной дуге радиуса e : таким образом определяется внешняя перекрыша e . Масштаб диаграммы нам, впрочем, пока неизвестен.

Таким же образом мы сносим точку g сначала на горизонтальный диаметр, а затем на окружность кривошипа в точку G ; отмечаем положение кривошипа OG . Внутренняя перекрыша равна Og_1 . Проведя дугу внутренней перекрыши, получаем направление луча OF , который определяет предварение выпуска; оно может не совпадать с тем положением, которое соответствовало бы индикаторной диаграмме. Дело в том, что для построения золотниковой диаграммы нужны три точки и в данном случае предварение выпуска получается автоматически. Можно было бы таким же образом, задавшись предварением выпуска, получить начало сжатия. В золотниковом распределении все моменты его связаны, и достаточно иметь три из них, чтобы получить четвертый.

Удобнее всего определять при помощи золотниковой диаграммы именно момент предварения выпуска, так как его можно варьировать в довольно широких пределах.

Нам остается выяснить масштаб, в котором начерчена золотниковая диаграмма.

Для этого определяется аналитическим путем сечение парового канала.



Фиг. 91. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной.

Канал, ведущий в цилиндр, имеет ширину a и длину h (фиг. 76).

Площадь сечения паровпускного канала $f = ah$.

Если среднюю скорость пара при проходе через канал мы обозначим w м/сек, площадь поршня — F см², среднюю скорость поршня — v_m м/сек и сечение парового канала f выразим в см², то между этими четырьмя величинами можно легко установить следующую зависимость.

$$Fw = Fc_m.$$

(Каждая из частей этого уравнения представляет собою один и тот же объем пара, проходящий в первом случае через сечение канала, а во втором — через сечение цилиндра в единицу времени).

Отсюда

$$f = \frac{Fc_m}{w}. \quad (44)$$

При проектировании золотника размеры цилиндра обычно известны, так что и F и c_m можно считать заданными; что касается скорости пара w , то ее приходится выбирать возможно больше для того, чтобы получить небольшие размеры канала. При этом, конечно, скорость w должна быть такова, чтобы не происходило дросселирования пара.

Обычно при проектировании золотников принимают:

$$w = 25 + 40 \text{ м/сек для насыщенного пара,}$$

$$w = 30 + 50 \text{ м/сек для перегретого пара.}$$

Подставляя значение w в формулу (44), мы находим необходимое сечение парового канала f .

Высотой канала h задаются из чисто конструктивных соображений. Желательно иметь длину канала несколько меньше диаметра цилиндра.

Обычно принимают

$$h = 0,8D \quad (D — диаметр цилиндра).$$

Задавшись высотой канала h , легко определить его ширину a :

$$a = \frac{f}{h}.$$

Таким образом аналитическим путем, совершенно независимо от золотниковой или индикаторной диаграммы, мы определили необходимую ширину канала a . Но ту же самую ширину a мы получили на цейнеровской диаграмме (фиг. 91).

Сравнением обеих величин определяется масштаб диаграммы.

Положим:

$$\begin{aligned} \text{из расчета } a &= 30 \text{ мм,} \\ \text{на диаграмме } a &= 60 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Это значит, что диаграмма вычерчена в масштабе 2:1.

Этим же масштабом измеряется внешняя перекрышка e , внутренняя перекрышка l и эксцентриситет эксцентрика r .

Пример.

Приведенное на фиг. 91 построение относится к машине мощностью $N_e = 120$ л. с. при $n = 110$, $D = 400$ мм, $S = 700$ мм.

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{S \pi}{30} = \frac{0,7 \cdot 110}{30} = 2,56 \text{ м/сек.}$$

Полевая площадь поршня

$$F = 0,97 \frac{\pi D^2}{4} = 0,97 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = 1\,220 \text{ см}^2.$$

Принимая

$$w = 30 \text{ м/сек.},$$

найдем по формуле (44):

$$f = \frac{1\,220 \cdot 2,56}{30} \approx 103 \text{ см}^2.$$

Если

$$h = 0,8 D = 32 \text{ см.}$$

то

$$a = \frac{103}{32} = 3,2 \text{ см.}$$

На золотниковой диаграмме

$$a = 9,5 \text{ мм.}$$

т. е. диаграмма вычерчена в масштабе 1:3,37.

Прочие основные данные по диаграмме:

$$e = 17 \text{ мм.}, \quad i = 11,5 \text{ мм.}, \quad r = 26,5 \text{ мм.}$$

В действительности, следовательно:

$$e = 57 \text{ мм.}, \quad i = 39 \text{ мм.}, \quad r = 89 \text{ мм.}$$

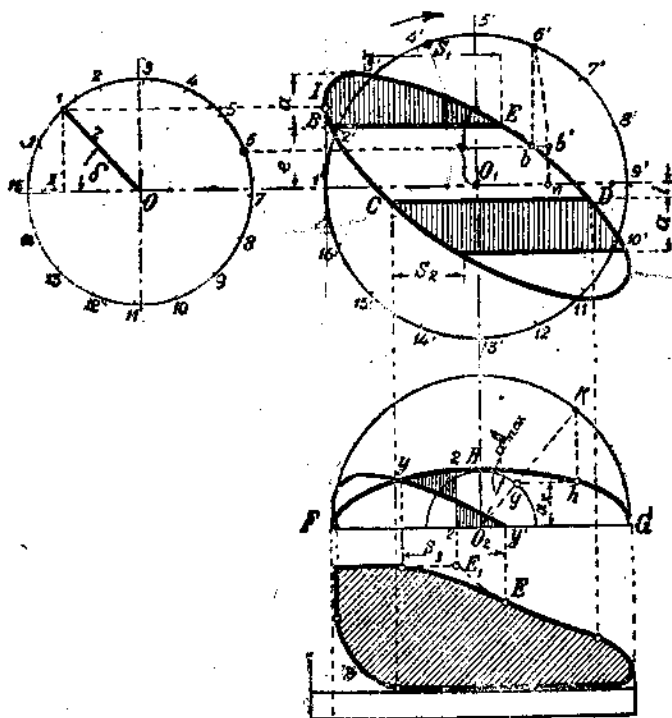
Для эксцентриситета получилось почти предельное, конструктивно допустимое значение.

§ 44. Эллиптическая диаграмма

При помощи эллиптической диаграммы наиболее наглядно изучается дросселирование пара в распределительных органах. Эта диаграмма дает прямую графическую зависимость сдвига золотника от величины хода поршня, а именно, абсциссами диаграммы служат пути, проходимые поршнем от мертвого положения, а ординатами — сдвиги золотника из среднего положения; при этом колебания золотника вправо от среднего положения откладываются от оси абсцисс вверх (знак +), а колебания влево — вниз (знак —). В результате получится замкнутая кривая — эллипс.

Способ построения эллиптической диаграммы представлен на фиг. 92. Из точек O и O_1 на произвольном расстоянии друг от друга описываем окружности вращения эксцентриситета и главного кривошипа (масштаб произволен). В первой окружности проводим радиус OI под углом опережения δ . Делим окружность эксцентриситета на произвольное число равных частей (например 16), начиная с намеченной точки I .

Отрезок AI равен $r \sin \delta$ и представляет собою, следовательно, сдвиг золотника δ при мертвом положении кривошипа. Так, как последнему соответствует вектор $O_1 I'$, то искомая точка I эллиптической диаграммы найдется на пересечении горизонтали через точку I' и вертикали через точку I' . Разделив окружность главного кривошипа на то же число равных частей, что и первую окружность, и повторяя указанное построение, мы получим ряд точек, принадлежащих эллипсу. При этом конечность шатуна во внимание не принята. Если же ею не пренебрегать, то все точки кривой сдвинутся несколько вправо, как показано на фиг. 92 при определении



Фиг. 92. Эллиптическая диаграмма.

точки b : при шатуне конечной длины поршень при положении кривошипа в точке b будет находится в точке VI , и точка b' диаграммы найдется на пересечении вертикали через точку VI и горизонтали через точку b .

Отложив на эллиптической диаграмме от оси абсцисс вверх величины перекрыши e и ширины канала a , вниз — величины i и a , получим ясную картину открывания и закрывания парового канала.

Окно открывается для впуска в точке B , быстро достигает полного открытия и закрывается в точке E . Закрывание происходит медленно на протяжении пути поршня S_1 .

В точке D начинается выпуск пара, в точке C — сжатие. В последнем случае окно закрывается гораздо быстрее, чем во время впуска.

Для выяснения величины и продолжительности дросселирования пара под эллиптической диаграммой нанесена кривая торможения.

Как известно [формула (44)],

$$Fv = f_s w,$$

где v представляет собою скорость поршня в произвольном его положении, а f_s — соответствующую этому положению площадь открытия канала.

Если окружную скорость кривошипа обозначим v , то при повороте кривошипа на угол α , скорость поршня $v = v \sin \alpha$.

С другой стороны, $f_s = a_x h$ (a_x — ширина открытия канала, h — высота последнего).

Поэтому

$$Fv \sin \alpha = a_x h w.$$

Откуда

$$a_x = \frac{Fv}{hw} \sin \alpha.$$

Обозначим

$$\frac{Fv}{hw} = a_{\max}$$

(необходимое максимальное открытие окна при $\alpha = 90^\circ$).

Тогда

$$a_x = a_{\max} \sin \alpha.$$

Если под скоростью пара w мы будем подразумевать ту максимальную скорость, выше которой происходит заметное торможение пара, то величины a_x , определенные по последней формуле, укажут открытие окна, необходимые для того, чтобы дросселирование пара не имело места при любом положении поршня.

Полагая $w = 60$ м/сек,

$$v = \frac{2\pi R n}{60} \text{ м/сек,}$$

и зная величины h и F , легко определим $a_{\max}$.

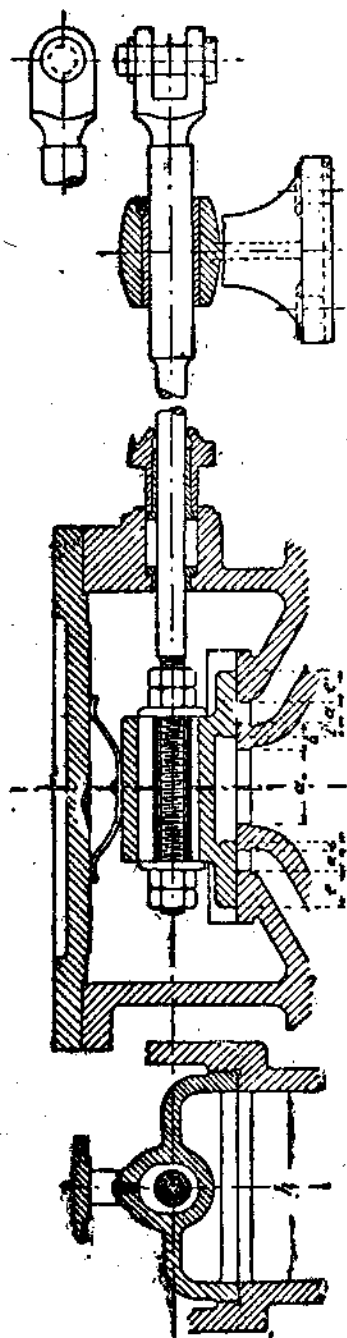
Из точки O радиусом $a_{\max}$ (в масштабе эллиптической диаграммы) опишем полуокружность. Для произвольного положения главного кривошипа в точке K необходимое открытие канала a_x найдется на пересечении горизонтали через точку g и вертикали через точку K (для бесконечно длинного шатуна), так как из построения следует:

$$a_x = a_{\max} \sin \alpha$$

(угол α на фиг. 92 не обозначен, он равен углу FO_K).

Описанным методом и построена кривая торможения FHG , указывающая, на сколько должно быть открыто окно при том или ином положении поршня для того, чтобы не происходило дросселирования пара.

Для сравнения от оси FO построим эллиптическую кривую действительного открытия окна, перенеся ее с верхней части диаграммы (от линии BE). Построение показывает, что, начиная с точки y , происходит дроссе-



Фиг. 93. Конструктивное выполнение корабельного золотника.

лирование пара, достигающее максимума в момент отсечки (точка $У$). Дросселирование происходит, таким образом, по пути s_2 и выражается постепенным понижением линии впуска на индикаторной диаграмме. На последней момент отсечки обозначен буквой E , теоретическая же степень наполнения ограничена точкой E_1 , лежащей под вертикалью 2-2; последняя приблизительно делит затворившуюся площадь на две равные части.

Из вышесказанного ясно, что эллиптическая диаграмма может быть построена лишь для готового парораспределения; она служит для проверки спроектированного распределения и исследования работы построенной машины.

При помощи несложного прибора, получающего перемещение от крейцкопфа и золотникового штока, эллиптическая диаграмма может быть снята с работающей машины.

§ 45. Конструктивное выполнение золотника.

Золотники изготавливаются обычно из чугуна (весьма редко из бронзы). Соединение золотника со штоком должно допускать перемещение золотника в направлении, перпендикулярном его движению. Такое перемещение может происходить как при износе золотника, так и при отжимании его от зеркала повышенным давлением пара (или воды при ее скоплении) в цилиндре. Этому условию удовлетворяет и конструкция на фиг. 76 и часто встречающаяся конструкция на фиг. 93.

Плоская пружина, заложенная здесь сверху, служит для прижимания золотника в случаях поднятия его с зеркала вследствие избытка давления в цилиндре. Гайки золотникового штока притянуты не к золотнику, а к гильзе,

вставленной в отверстие золотника. Этим допускается возможность свободного расширения золотника при нагреве его паром. Это же ус-

ройство позволяет передвигать золотник вдоль штока при установке перераспределения. В конструкции фиг. 76 перестановка золотника достигается возможностью удлинения золотникового штока или эксцентриковой тяги.

При своем движении золотник направляется с обоих боков стенками золотниковой коробки (фиг. 93), образующими строго параллельные ходу золотника поверхности. Иногда для этой цели служат специальные привинченные к зеркалу планки.

Для того чтобы по найденным на золотниковой диаграмме величинам вычертить золотник, необходимо наметить расположение каналов на зеркале (фиг. 76).

Ширину выпускного канала обычно делают:

$$a_0 = (1,25 + 2) a,$$

причем минимальная величина a_0 определяется из тех соображений, чтобы при мертвом положении золотника (фиг. 94) выпускной канал был бы открыт на величину

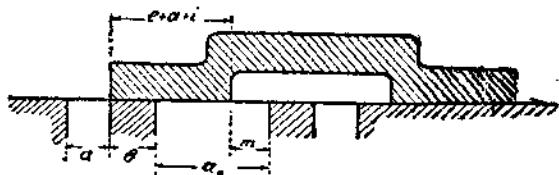
$$m > a.$$

Ширина перегородки b на зеркале выбирается обычно в пределах:

$$0,5a + 1$$

до

$$0,5a + 1,5 \text{ см.}$$



Фиг. 94. Мертвое положение золотника.

Длина лапы золотника, как легко видеть из фиг. 76, равна $e + a + l$. Поэтому

$$e + a + l + m = b + a_0.$$

Так как $m > a$, сумма же $e + a = r$, то уравнение можно переписать так:

$$a_0 > r + l + a - b.$$

Это уравнение служит для проверки выбранных величин b и a_0 .

Длина золотникового зеркала выбирается так, чтобы золотник в своих крайних положениях несколько свисал с зеркала (на 5—10 мм). Этим предотвращается возможность образования уступов на краях зеркала.

Разобранный тип золотника отличается значительной простотой, но имеет следующие крупные недостатки:

1. Золотник неуравновешен, так как на него сверху давит острый пар, заполняющий золотниковую коробку, и прижимает золотник к зеркалу. Сила трения пропорциональна давлению между трущимися поверхностями, поэтому для передвижения такого золотника приходится затрачивать значительные усилия.

2. Приводной механизм золотника должен быть рассчитан на усилие, потребное для сдвига золотника, и может получиться довольно тяжелым.

3. Золотник быстро изнашивается. При срабатывании получают пропуски пара: пар из пространства золотниковой коробки может поступать в паровой цилиндр или прямо в выпускной канал.

4. Невыгодность работы перегретым паром. Золотник при высокой температуре пара коробится, причем усиливается его склонность к заеданию и увеличиваются пропуски пара.

5. Невозможность работать с малыми (экономическими) степенями наполнения. Из рассмотрения фиг. 90—91 легко заключить, что при малых степенях наполнения получается большая перекрыша e , а вместе с ней и эксцентриситет $г$. Последний, однако, редко делают больше 100 мм, а во многих случаях ограничиваются даже 60 мм.

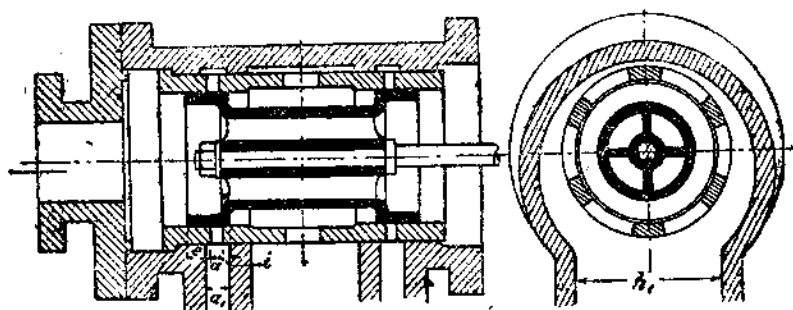
В связи с этими недостатками простого золотника, он применяется лишь для тех машин, где расход пара не играет существенной роли и где ценится, главным образом, простота устройства, например, в сельскохозяйственных локомотивах малой мощности.

В более совершенных машинах применяют золотники, построенные по такому же самому принципу, но не плоские, а цилиндрические.

§ 46. Цилиндрические золотники.

Если представить себе плоский золотник свернутым в цилиндр вокруг горизонтальной оси, мы получим золотник цилиндрический, распределяющий пар точно так же, как и разобранный плоский золотник.

Такая конструкция показана на фиг. 95.



Фиг. 95. Цилиндрический золотник.

Золотниковая коробка имеет цилиндрическую форму. Пар входит в золотниковую коробку через патрубок с левой стороны. Выпуск производится через средний канал. Цилиндрический золотник по длине своей имеет те же размеры, что и плоский: на чертеже отмечены a , e , l .

Если диаметр золотника D_1 , то длина канала здесь $h = \pi D_1$ (если канал не имеет перегородок). Так как в большинстве случаев золотник работает во втулке, в которой прорезаны окна, разделенные перегородками, то следует считать:

$$h = 0,66\pi D_1$$

принимая ширину перегородок $\frac{1}{3} \pi D_1$.

При подходе к цилиндру сечение канала должно остаться без изменения:

$$a_1 h_1 = ha$$

(h_1 меньше h и вследствие этого a_1 больше a).

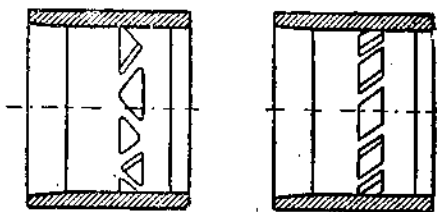
Диаметр золотника принимают обычно

$$D_1 = 0,4D \div 0,7D.$$

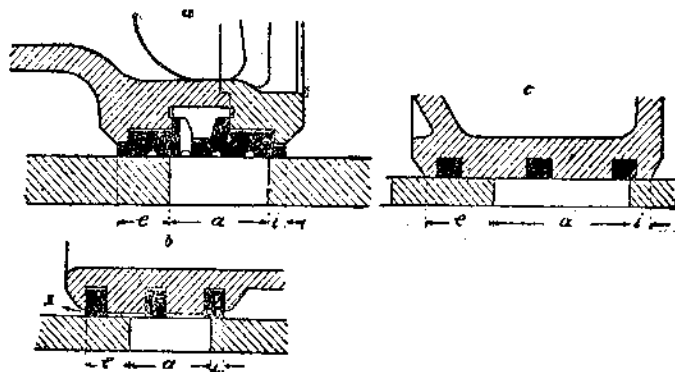
(D — диаметр парового цилиндра).

Очертание окон на поверхности втулки золотника делают обычно по одному из способов, показанных на фиг. 96 и обеспечивающих равномерный износ золотника.

Золотник цилиндрический выгодно отличается от плоского тем, что он уравновешен. Давление пара, действующее на золотник со всех сторон, взаимно уравновешивается, а в связи с этим для передвижения золотника требуется сравнительно небольшое усилие, и износ золотника происходит в значительно меньшей степени, чем при плоской конструкции. Однако притирка цилиндрического золотника представляет собой известные затруднения. Если золотник притереть в холодном состоянии, то под действием горячего пара золотник, расширившись, может быть ущемлен в своей втулке. Поэтому шлифовку такого золотника необходимо производить



Фиг. 96. Очертания окон во втулке цилиндрического золотника.

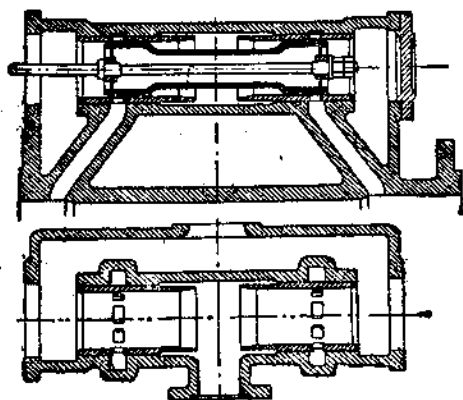


Фиг. 97. Конструкции колец для поршневых золотников.

в горячем состоянии. Это, конечно, представляет известные затруднения, и потому цилиндрические золотники описанной конструкции применяют обычно лишь до диаметра 150 мм. При больших диаметрах золотник выполняют так же, как поршень в паровом цилиндре, т. е. снабжают пружинными кольцами.

Различные конструкции колец показаны на фиг. 97. В типе a применено

кольцо шириной $e + a + l$ с канавками для распределения смазки и отверстиями, через которые пар может проникать под кольцо и разгружать его от давления пара снаружи.



Фиг. 98. Золотник локомотива Вольфа.

Конструкции b и c отличаются друг от друга лишь тем, что в первой — отсечной кромкой служит кромка кольца, а во второй — золотника. Так как пар может просачиваться между телом золотника и втулкой, то конструкция b является более предпочтительной. Необходимо лишь диаметр золотника на концах делать настолько меньше диаметра втулки, чтобы не происходило дросселирования пара в зазоре x . Несколько узких колец работают лучше, чем одно широкое, так как последние склонны к короблению.

На фиг. 98 и 99 представлена типичная конструкция поршневого золотника, применяемая в локомотивах Вольфа.

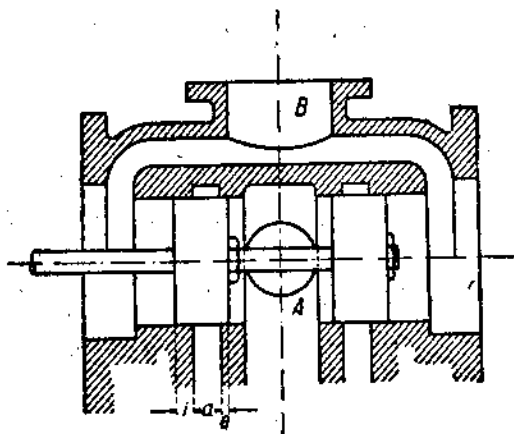
Цилиндрические золотники часто строятся с так называемым внутренним впуском пара (фиг. 100).

Впуск пара производится не с внешней стороны золотника, а через среднюю трубу A во внутреннюю полость.



Фиг. 99. Золотник локомотива Вольфа.

Выпуск же производится в концах золотниковой коробки через каналы и патрубок B .



Фиг. 100. Золотник с внутренним впуском.

При внешней впуске пара приходится устраивать в золотниковой коробке надежно уплотняющие сальники (при перегретом паре — с металлической набивкой). Если же впуск пара производится через внутренний канал, то внешние полости будут заполнены отработавшим паром низкого давления, и при работе на атмосферу можно обойтись совершенно без сальников (при работе на конденсацию сальники, конечно, нужны).

В описанной конструкции внешняя и внутренняя перекрышки как бы меняют свои места — внешней перекрышкой будет служить та, что раньше была внутренней, и наоборот.

В данном случае e — перекрытия со стороны впуска пара, f — перекрытия со стороны выпуска.

В соответствии с этим эксцентрик золотника должен быть заклонен не по направлению OZ (фиг. 101), а по направлению OZ_1 , и в Мейнеровской диаграмме верхняя окружность будет указывать положения золотника не вправо, а влево от среднего.

На фиг. 102 представлен конструктивный чертеж цилиндрического золотника с внутренним впуском¹. Острый пар проходит сначала через рубашку цилиндра. Стопорный клапан, показанный в поперечном разрезе, отделяет рубашку от внутренней полости золотниковой коробки. Выпуск пара производится через окна по краям золотниковой коробки, откуда пар поступает в ресивер, образованный в отливке обоих цилиндров машины.

Материалом поршневых золотников служит обычно чугун. Чугунными выполняются также и втулки, обычно из 2 частей, как на фиг. 98 и 102. Толщина стенок втулки — $10 \div 15$ мм. Втулки заколачиваются в тело золотниковой коробки (иногда вставляются нагорячо) и удерживаются стопорными шурупами, зачеканенными медными кольцами, или просто крышками золотниковой коробки (фиг. 102).

Относительно поршневого золотника следует отметить, что он является одним из совершенных органов парораспределения, несмотря на свою простоту. В частности он применяется в известных локомотивах Вольфа, которые среди других паровых машин дали рекордные цифры расхода пара.

Единственным недостатком простых поршневых золотников является то, что при их помощи нельзя получить малых степеней наполнения. Этот недостаток, как уже указано, свойствен вообще простым золотниковым парораспределениям.

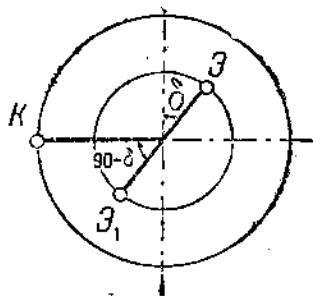
§ 47. Золотник Трика.

Простые золотники не могут работать с малыми степенями наполнения потому, что при этом получается или очень большой эксцентриситет, или при нормальном эксцентриситете — малое открытие канала и в связи с этим — дросселирование пара.

Золотник Трика дает возможность получить двойной впуск пара по отношению к золотнику простому с таким же эксцентриситетом, т. е. при том же сдвиге золотника — дать вдвое большее открытие канала.

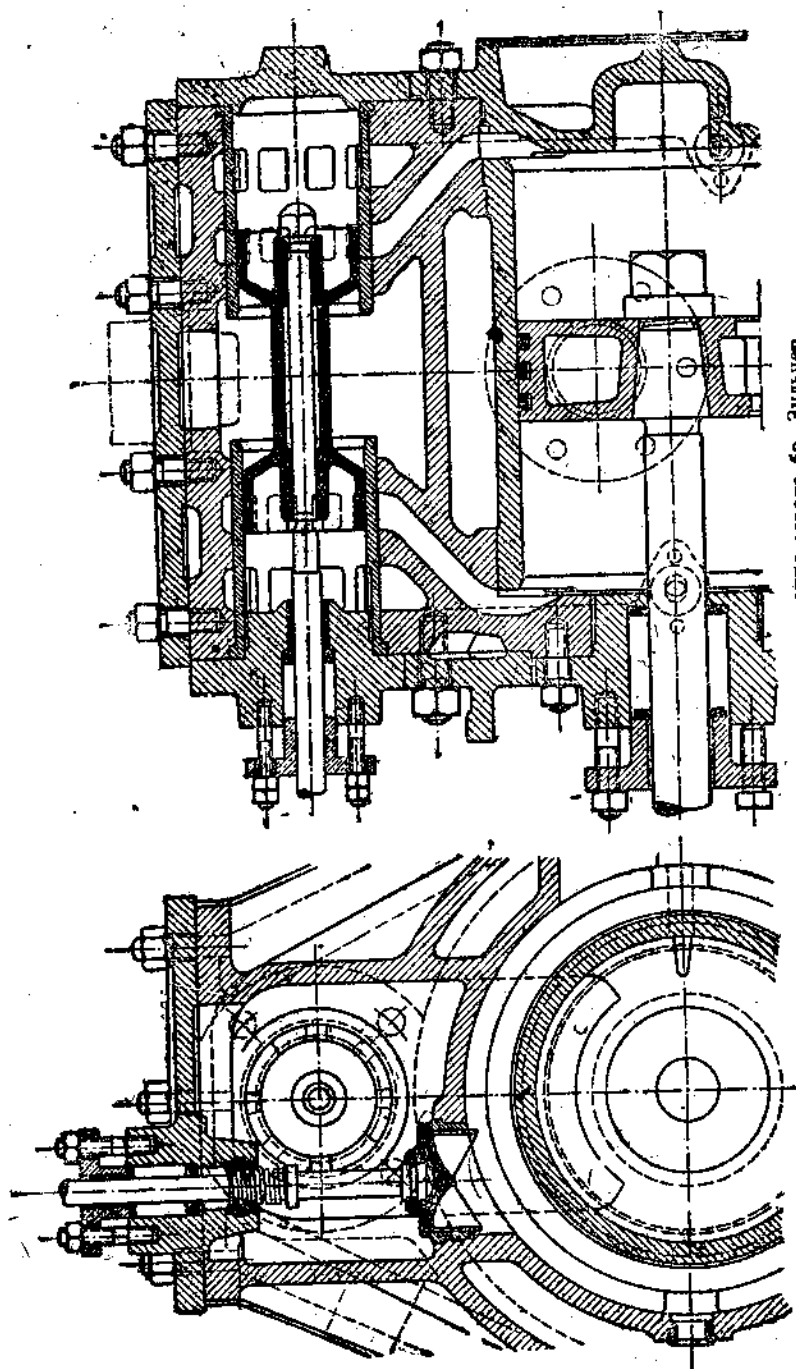
В спинке золотника Трика имеется вспомогательный канал шириной a_1 (фиг. 103).

Ширину канала в зеркале обозначим a_2 . Внутренняя перекрытия i , внешняя — e имеют те же значения, что и в простом золотнике.



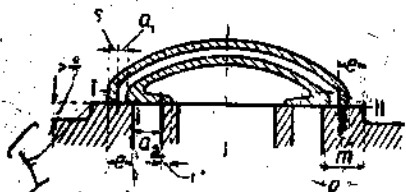
Фиг. 101. Кривошипная диаграмма золотника с внутренним впуском.

¹ Заимствован из книги Guterth, Die Dampfmaschine, Berlin, 1928.

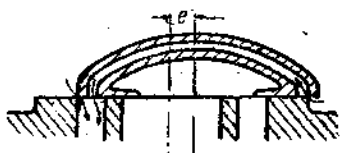


Фиг. 102. Золотник и в. д. машины-компрессора завода бр. Зулсер.

Золотниковое зеркало имеет вполне определенную длину, рассчитанную таким образом, чтобы золотник в крайних положениях мог свисать над зеркалом. Величина m на золотниковом зеркале определяется из тех соображений, чтобы при совпадении края I золотника с кромкой I канала (начало впуска), с другой стороны золотника край внутреннего канала совпадал бы с наружной кромкой II золотникового зеркала (фиг. 104).



Фиг. 103. Золотник Трика.

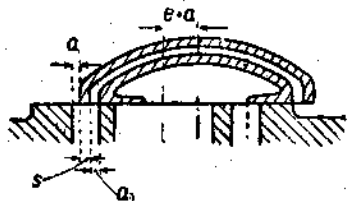


Фиг. 104. Золотник Трика.

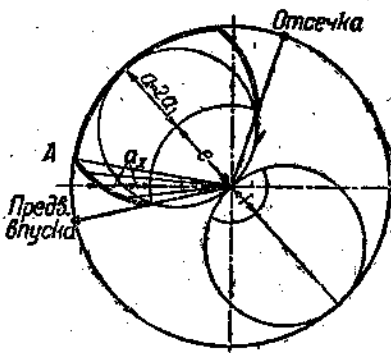
Для этого необходимо расстояние от края внутреннего канала до кромки II сделать равной e . Когда золотник, двигаясь вправо, откроет канал на некоторую величину a_2 , то на ту же самую величину откроется с противоположной стороны и внутренний канал; таким образом впуск пара в цилиндр будет происходить по сечению $2a_2$.

Максимальное открытие канала (на величину $2a_1 = a$) достигается при положении золотника на фиг. 105.

Золотник открывает канал в зеркале на величину a_1 своей внешней кромкой, с другой стороны, золотник свисает с зеркала, открывая полностью вспомогательный канал.



Фиг. 105. Золотник Трика.



Фиг. 106. Диаграмма Пейера для золотника Трика (случай 1).

Ширина канала a_2 в зеркале должна, очевидно, составлять:

$$a_2 = 2a_1 + s$$

(s — толщина простенка).

Если из аналитического расчета найдена необходимая ширина канала a в зеркале, то ширину вспомогательного канала следует сделать:

$$a_1 = \frac{a}{2}$$

ширину канала в зеркале:

$$a_2 = a + s.$$

Расстояние m от края канала до края зеркала можно определить совершенно точно.

Из рассмотрения среднего положения золотника на фиг. 103 легко заключить (см. правую сторону золотника), что:

$$m = e + e - s = 2e - s.$$

Теперь обратимся к цейнеровской диаграмме этого золотника. Здесь можно различать два случая.

В случае 1 эксцентриситет эксцентрика может быть взят таким же, как для простого золотника, т. е. равным

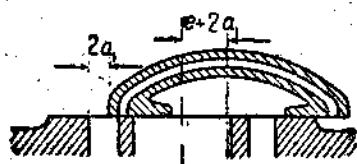
$$e + a = e + 2a_1.$$

В случае 2 эксцентриситет может быть взят равным

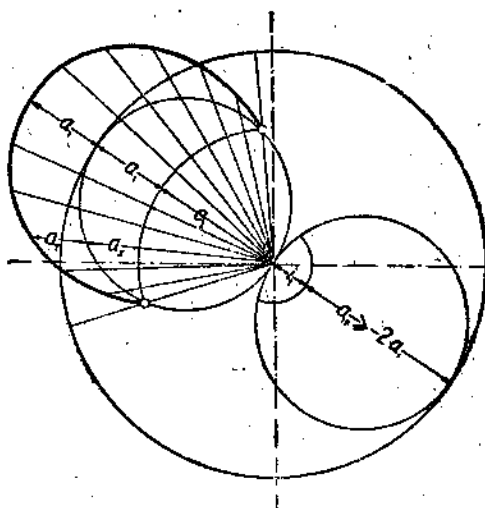
$$e_1 + a_1 = \frac{e}{2} + \frac{a}{2},$$

т. е. вдвое меньше, чем для простого золотника.

Предположим, что золотник Трика имеет такой же эксцентриситет, что и простой золотник.



Фиг. 107. Мертвое положение золотника Трика (случай 1).



Фиг. 108. Диаграмма Цейнера для золотника Трика (случай 2).

В ближайший момент вслед за началом впуска простой золотник открывает канал на величину a_0 (фиг. 106).

В золотнике Трика при том же его сдвиге благодаря наличию вспомогательного канала открытие окна составит $2a_0$.

Поэтому на диаграмме Цейнера нужно отложить по соответственному вектору отрезок a_0 еще раз за цейнеровской окружностью.

В каждый следующий момент открытие канала удваивается до тех пор, однако, пока золотник не станет в положение, показанное на фиг. 105. При дальнейшем движении золотника вправо открытие канала с внешней стороны будет увеличиваться, через вспомогательный же канал — уменьшаться. Общая ширина для впуска пара остается постоянной, равной $2a_1 = a$.

На диаграмме Цейнера полное открытие канала соответствует положению кривошипа OA .

Мертвое положение золотника указано на фиг. 107.

Золотник Трика таким образом, открывает канал и закрывает его вдвое быстрее, чем простой золотник.

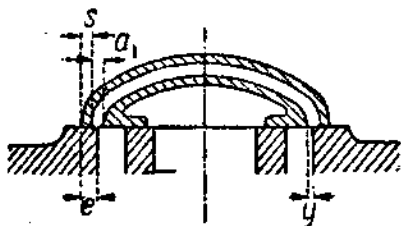
Если золотник Трика приводить от эксцентрика с вдвое меньшим эксцентриситетом по сравнению с простым золотником, имеющим ту же величину a , то диаграмма Цейнера получит иной вид.

Мертвое положение золотника в этом случае соответствует схеме на фиг. 105. Открытие окна все время составляет $2a_1$ (фиг. 108), достигая при мертвом положении золотника $2a_1$. При одинаковых размерах диаграмм на фиг. 106 и 108 масштаб второй оказывается вдвое меньшим.

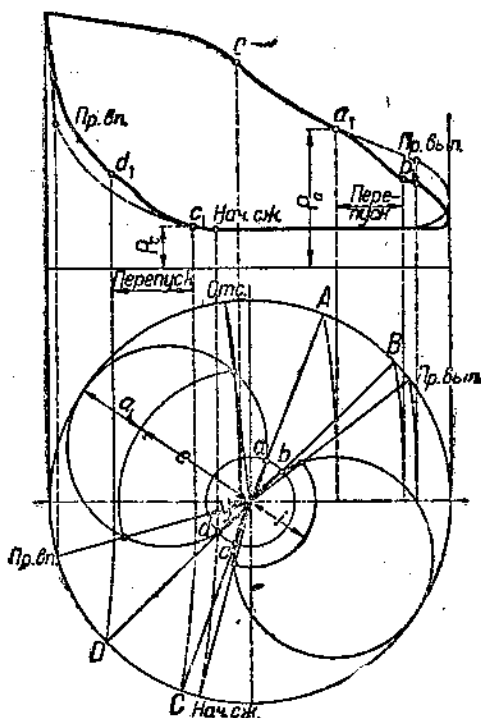
Необходимо, чтобы в этой конструкции золотника эксцентриситет $r_1 \geq i_1 + 2a_1$, так как в противном случае окно для выпуска не будет открываться полностью (см. правую сторону фиг. 105).

Такой способ построения золотника Трика дает возможность применять несколько меньшие степени наполнения, чем при простом золотнике, не получая в то же время значительного эксцентриситета эксцентрика.

Масштаб цейнеровской диаграммы определяется путем срав-



Фиг. 109. Золотник Трика с перепуском.



Фиг. 110. Индикаторная и золотниковая диаграммы золотника Трика с перепуском.

нения расчетной величины a с $2a_1$. Для той же степени наполнения e и r_1 получаются вдвое меньше, чем e и r простого золотника.

При малой величине внешней перекрыши e может получиться, что

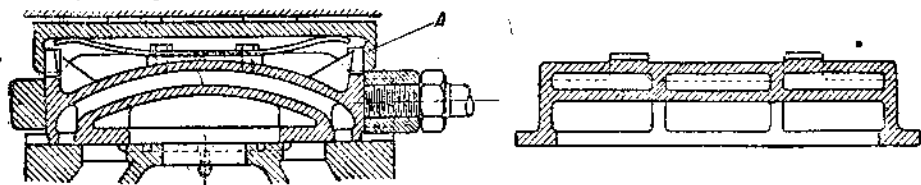
$$s + a_1 > e$$

и при среднем положении золотника обе полости цилиндра сообщаются друг с другом (фиг. 109) через щель шириною y .

Индикаторная и золотниковая диаграммы такого парораспределения изображены на фиг. 110 (пунктиром показана индикаторная диаграмма золотника без перепуска).

На диаграмме Цейнера радиусом y описана окружность, которая пере-

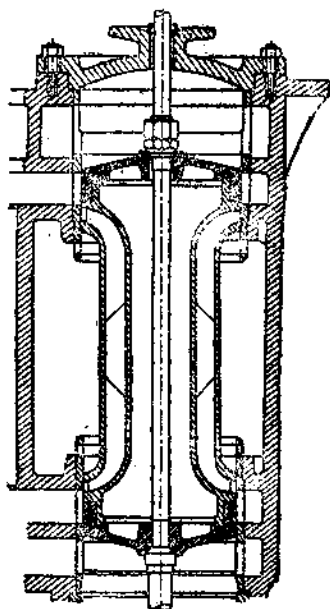
секается с цейнеровскими окружностями в точках a , b , c и d . При положении кривошипа OA золотник, двигаясь влево (фиг. 109), не доходит на величину y до среднего положения. Начиная с этого момента происходит перепуск пара из левой полости цилиндра в правую. В первой из них



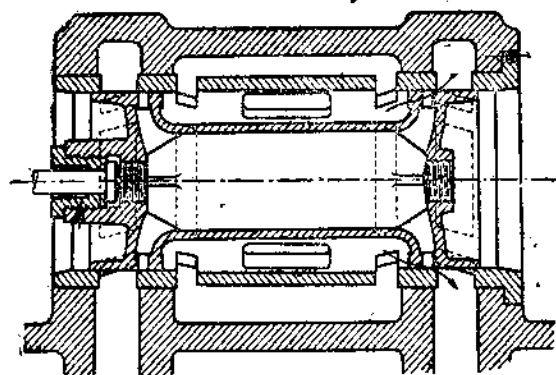
Фиг. 111. Плоский золотник Трика.

в этот момент давление p_a , во второй — p_c . При положении кривошипа OB (OD — для правой полости) перепуск заканчивается: золотник сдвинулся вправо на величину y . К концу перепуска давление пара в точках b_1 и d_1 можно считать одинаковым, если пренебречь торможением пара при перетекании. Давление это может быть определено по закону Дальтона, принимая во внимание объемы и давления паров до смешения, подобно тому, как это делается при построении индикаторных диаграмм машин многократного расширения (§ 30 и 31).

Применение золотника с перепуском в конденсационных машинах позволяет работать с большим перепадом давления в конце расширения и повышает в то же время конечное давление сжатия. В машинах без конден-



Фиг. 113. Поршневой золотник Трика.



Фиг. 112. Цилиндрический золотник Трика.

сации, напротив, где p_a часто ниже p_c , путем перепуска может быть понижено недопустимо высокое сжатие пара.

Конструктивное выполнение золотника Трика указано на фиг. 111. На золотнике сверху свободно надета коробка A , при помощи плоских пружин прижимаемая к крышке золотниковой коробки. Благодаря такому устройству золотник разгружен от давления пара на него сверху.

Цилиндрический золотник Трика представлен на фиг. 112 (с внутренним выпуском):

Впуск пара в правую полость цилиндра при сдвиге золотника вправо на величину внешней перекрыши происходит как непосредственно из внутренней полости золотниковой коробки, так и через канал Трика, в который пар поступает через окна с левой стороны золотниковой втулки.

Подобным же образом работает поршневой золотник, изображенный на фиг. 113. Кольца в этой конструкции имеются лишь на стороне выпуска (по 2 шт.). Золотниковая втулка состоит из двух отдельных частей.

Три ряда окон с каждой стороны втулки показаны схематично.

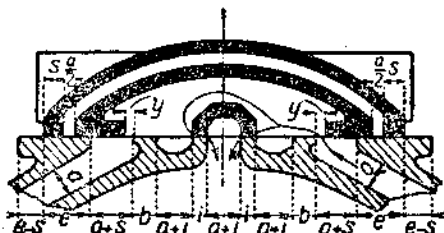
§ 48. Золотник Вейсса.

Золотник Вейсса работает с перепуском наподобие изображенного на фиг. 109 золотника Трика; кроме того, он дает двойное открытие канала при выпуске пара.

На фиг. 114 изображен золотник Вейсса с каналом Трика.

Внешняя перекрыша в этом золотнике имеет обычное значение. Кроме канала Трика в золотнике имеется еще один внутренний канал, через который сообщаются полости цилиндра при среднем положении золотника (через щель шириною y).

На золотниковом зеркале имеются два углубления шириною $a+i$ каждое. Внутренней перекрышей i служит ширина простенка как золотника, так и зеркала, отмеченная на чертеже.



Фиг. 114. Золотник Вейсса.

Когда золотник сдвинется, например, вправо на величину i , то правый канал откроется с внутренней стороны на $i+y$. При дальнейшем движении золотника вправо начнется выпуск пара через две щели (слева и справа от средней коробчатой перегородки золотника) так, как показано стрелками. Удвоенное открытие выпускного канала продолжается до тех пор, пока золотник не сдвинется на величину $i+\frac{a}{2}$. Так как при этом достигается максимальное открытие среднего канала (на ширину a), то и правое окно должно быть открыто на ту же величину, т. е. должно иметь место соотношение

$$y+i+\frac{a}{2}=a,$$

откуда

$$y=\frac{a}{2}-i.$$

Для того чтобы при начале выпуска из правой, например, полости левый канал был надежно перекрыт с внутренней стороны, делают

$$i=y+z,$$

где «перекрыша безопасности»

$$\sigma \approx 0,1a.$$

Поэтому

$$y = \frac{a}{2} - y - \sigma,$$

$$y = \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2}.$$

В быстроходных машинах y берут на одну треть больше. В этом случае, если $\sigma = 0,1a$,

$$y = \frac{4}{3} \left(\frac{a}{4} - \frac{a}{20} \right) = \frac{4}{15} a.$$

Ширина простенка b определяется из условия, чтобы при правом, например, мертвом положении золотника левый канал в зеркале был бы открыт минимально на величину a , т. е.

$$a + l + b + s = e + \frac{a}{2}.$$

Откуда

$$b > e - s - l - \frac{a}{2}.$$

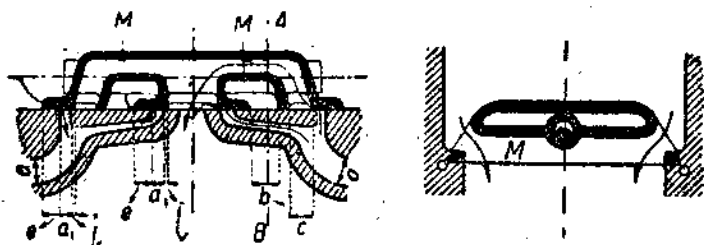
§ 49. Золотник Пенна.

Золотник этот, изображенный на фиг. 115, также относится к классу золотников с многократным впуском и выпуском пара.

Каждый из каналов, шириною a , разветвляется на два, шириною каждый

$$a_1 = \frac{a}{2}.$$

В золотнике имеются две камеры M , сообщающиеся с золотниковой коробкой и заполненные поэтому свежим паром.



Фиг. 115. Золотник Пенна.

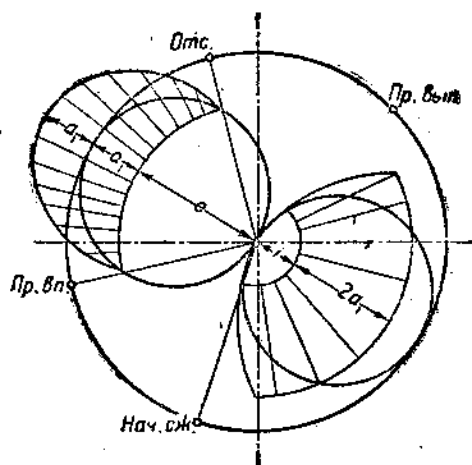
Когда золотник сдвинется на величину e вправо, начнется впуск пара в левую полость одновременно через обе ветви канала в золотниковом зеркале. Точно так же и выпуск пара является двойным, как показано стрелками на правой стороне золотника.

Для того чтобы во время выпуска каждый из каналов золотникового зеркала не перекрывался перегородкой в золотнике, необходимо, чтобы

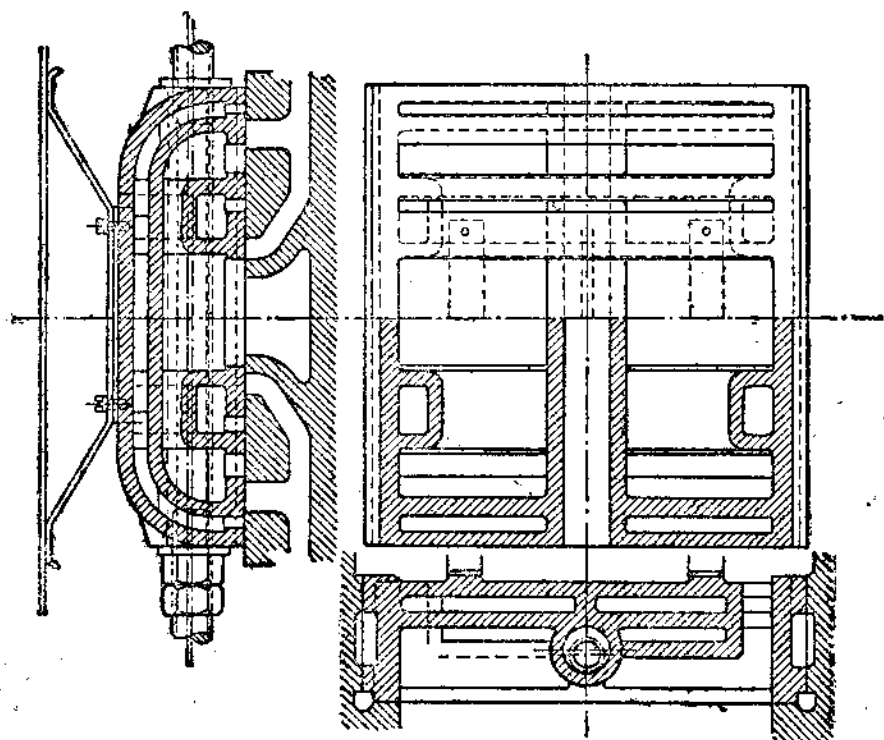
$$\begin{aligned} b &\geq r - e, \\ c &\geq r - i, \end{aligned}$$

где r — эксцентриситет эксцентрика.

Золотник Пенна так же, как и золотник Трика, может быть выполнен или с таким же эксцентриситетом, как и простой золотник, или с вдвое меньшим эксцентриситетом. Цейнеровская диаграмма для второго случая представлена на фиг. 116. От диаграммы золотника Трика она отличается распределением выпуска: открытие окна для выпуска происходит с большей быстротой.



Фиг. 116. Диаграмма Цейнера для золотника Пенна.

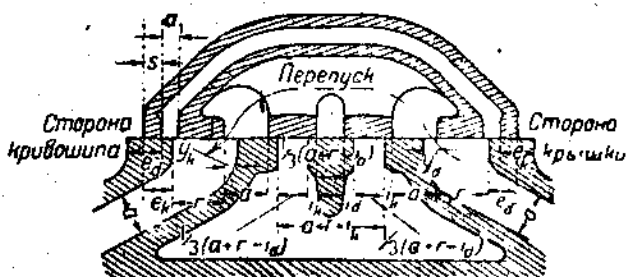


Фиг. 117. Золотник Пенна с каналом Трика для вертикальной машины (Dingler'sche Maschinenfabrik A.G.).

Иногда золотник Пенна снабжают еще каналом Трика. Такая конструкция, показанная на фиг. 117¹, позволяет работать с тройным впуском и двойным выпуском пара и еще более уменьшить величину эксцентриситета.

§ 50. Золотник Гохвальда.

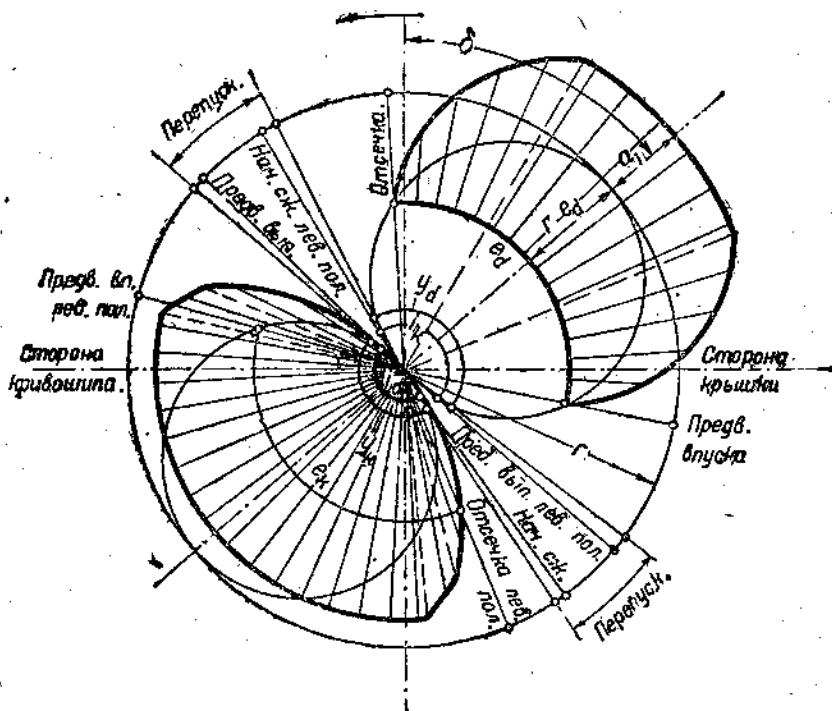
Этот золотник работает таким же образом, как и золотник Вейсса, т. е. с двойным впуском, двойным выпуском и перепуском пара, но отличается от золотника Вейсса конструктивными особенностями, позволяющими уменьшить длину золотника.



Фиг. 118. Золотник Гохвальда.

Как видно из фиг. 118, золотник Гохвальда напоминает по конструкции золотник Трика, но снабжен в средней части двумя перегородками, служащими для осуществления двойного выпуска.

Для той же цели выпускной канал выходит на поверхность золотникового зеркала двумя окнами.

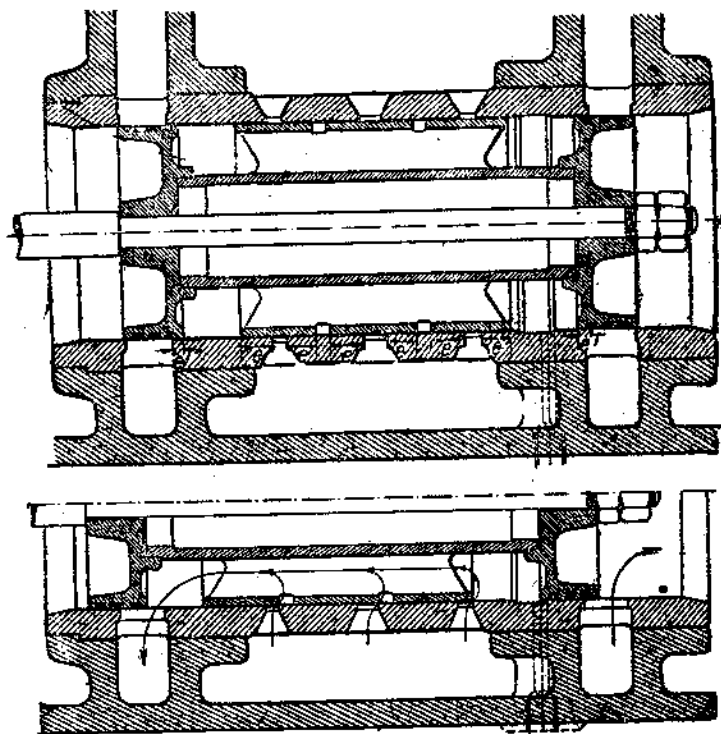


Фиг. 119. Диаграмма Цейлера для золотника Гохвальда.

¹ Заимствована из вышецитированной книги Gutermuth.

В схеме, представленной на фиг. 118, золотник установлен несимметрично относительно зеркала для выравнивания степеней наполнения в обеих полостях цилиндра (см. следующий параграф). Значком d обозначены величины, относящиеся к полости цилиндра со стороны крышки, значком k — со стороны кривошипа.

Впуск пара в левую полость начинается при сдвиге золотника вправо на величину внешней перекрыши e_k ; двойной выпуск из левой полости — при сдвиге золотника влево на величину внутренней перекрыши i_k . Пере-



Фиг. 120. Золотник Гохвальда с тройным выпуском фирмы A. Borsig.

пуск на правой полости заканчивается при сдвиге золотника влево на величину u_k , из левой — при сдвиге вправо на величину u_k .

Размеры золотника показаны на фиг. 118. Общая длина золотника

$$L = 3(a + r) + 2i_k + i_k + e_k + e_k$$

Хорошее парораспределение при наименьших эксцентриситете и длине золотника достигается, если выбрать

$$y + i \approx \frac{2}{5} a.$$

При среднем числе оборотов ($n = 100 + 150$) выбирают $y = i$, в тихоходных машинах берут y на $1 + 3$ мм меньше, в быстроходных — на такую же величину больше.

Эксцентриситет эксцентрика при золотнике Гохвальда составляет обычно

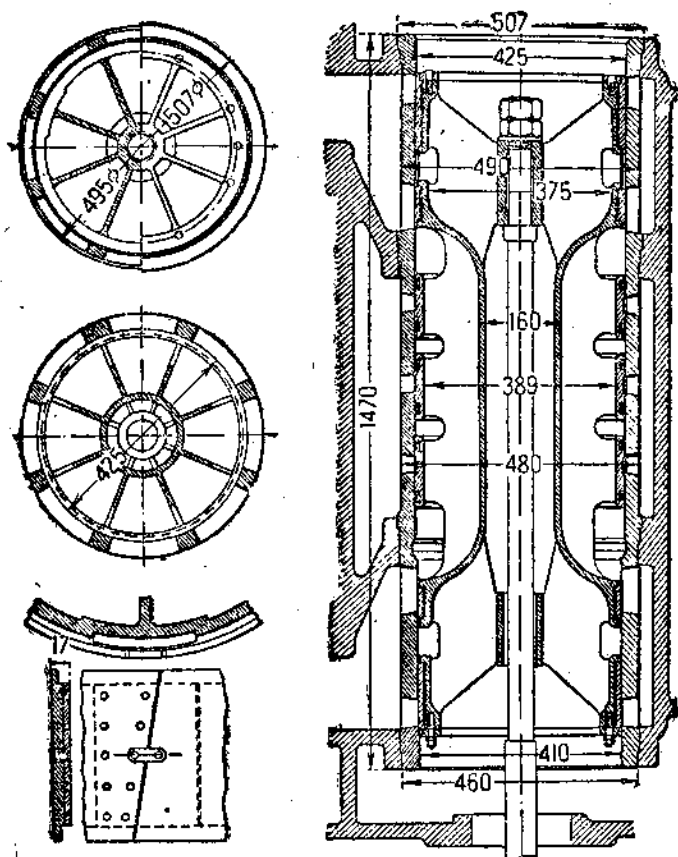
$$r \approx 0,8(e + a),$$

т. е. берется процентов на 20 меньше, чем в золотнике Трика с ускоренным открытием канала (случай 1 в § 47). При этом

$$r + a_1 = e + a.$$

С другой стороны

$$r = 2a_1 + s.$$



Фиг. 121. Золотник Гохвальда для цилиндра низкого давления вертикальной машины тройного расширения завода A. Borsig.

Поэтому ширина $r + u$ впускных окон в зеркале на величину u больше, чем в золотнике Трика.

Соотношение $a = 2a_1$, имеющее место в золотнике Трика, здесь, конечно, неприменимо.

Цейнеровская диаграмма для золотника Гохвальда изображена на фиг. 119. Начерчена она с несколько необычным расположением окружностей, так как сторона крышки находится с правой стороны и направление вращения машины принято против часовой стрелки. Все моменты парораспределения на диаграмме отмечены и не нуждаются в дальнейших пояснениях.

Золотники Гохвальда выполняются также и с тройным выпуском. На фиг. 120 такой золотник (поршневой) изображен в среднем положении (вверху) и в момент начала впуска (внизу). Золотник этот работает с внутренним выпуском пара через три ряда окон в золотниковой втулке. Перекрышка e' делается значительно меньше основной (расчетной) перекрышки e для того, чтобы в момент начала впуска канал, подводящий пар в цилиндр, был открыт в достаточной степени. Выпуск пара в этом золотнике ординарный, в золотнике же, изображенном на фиг. 121, — двойной. Последний золотник, как и на фиг. 118, работает с перепуском пара.

Поршневые золотники типа Гохвальда весьма подходят для работы в машинах с очень высоким давлением пара.

§ 51. Выравнивание степеней наполнения в полостях цилиндра.

Если золотник установить симметрично относительно золотникового зеркала, то он дает разные степени наполнения в обеих полостях цилиндра. Со стороны крышки получается большее наполнение, а со стороны кривошипа — меньшее.

Объясняется это конечной длиной шатуна, причем разница в наполнениях будет тем больше, чем короче шатун.

Мы до сих пор говорили о работе пара в левой полости цилиндра, строя индикаторную и золотниковую диаграммы постоянно для этой полости.

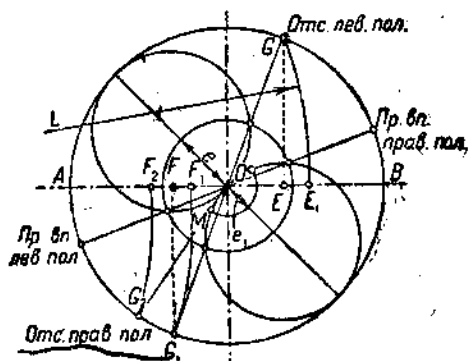
Для исследования впуска пара в левую полость цилиндра служит верхняя окружность Цейнера, а для исследования выпуска — нижняя окружность.

Если же говорить о правой полости цилиндра, то индикаторная диаграмма должна быть начерчена в обратном направлении и окружности Цейнера должны поменять свои места. Нижняя окружность будет служить для впуска пара в правую полость, а верхняя — для выпуска пара.

Положим, что золотник симметричен, т. е. перекрышки для обеих полостей одинаковы.

Если шатун имеет бесконечно-большую длину, то сдвиг поршня для того или другого угла поворота кривошипа можно определить, если из положения пальца кривошипа опустить перпендикуляр на диаметр. Например, для положения кривошипа OG (фиг. 122) в момент отсечки сдвиг поршня будет измеряться отрезком AE . Отношение отрезка AE ко всему ходу поршня представляет собой степень наполнения:

$$\epsilon = \frac{AE}{AB}.$$



Фиг. 122. Выравнивание степеней наполнения.

Для правой полости момент отсечки соответствует положению кривошипа OG_1 , и степень наполнения измеряется отношением $\frac{BF}{AB}$, причем совершенно очевидно, что $BF = AE$, т. е. степени наполнений в обеих полостях равны между собой.

Так как в действительности шатун имеет конечную длину, то, как известно, при положении кривошипа в точке G поршень не будет находиться в точке E . Для определения истинного положения поршня нужно момент отсечки перенести на горизонтальный диаметр с помощью дуги круга радиуса L (длина шатуна), и, таким образом, поршень в момент отсечки будет находиться не в точке E , а в точке E_1 , и степень наполнения будет измеряться отношением

$$\frac{AE_1}{AB} = \varepsilon_1,$$

причем

$$\varepsilon_1 > \varepsilon.$$

Что касается правой полости цилиндра, то здесь степень наполнения меньше ε , так как поршень будет находиться в момент отсечки в точке F_1 , и степень наполнения:

$$\varepsilon_2 = \frac{BF_1}{AB},$$

причем

$$\varepsilon_2 < \varepsilon < \varepsilon_1.$$

Для того чтобы степени наполнения выравнять (а это совершенно необходимо, иначе работа в одной полости цилиндра будет больше, чем в другой), необходимо или сделать разные внешние перекрышки для каждой из полостей или установить золотник несимметрично по отношению к зеркалу.

Если мы посчитаем за нормальную степень наполнения

$$\varepsilon_1 = \frac{AE_1}{AB}$$

и пожелаем такую же степень наполнения получить в правой полости цилиндра, то поршень в момент отсечки в этой полости должен находиться в некоторой точке F_2 , причем

$$BF_2 = AE_1.$$

Для того чтобы поршень в момент отсечки находился в точке F_2 , необходимо, чтобы кривошип в этот момент находился не в точке G_1 , а в точке G_2 , которая определится, если из точки F_2 провести дугу радиусом L .

Дуга внешней перекрышки для правой полости должна пройти через точку M . Величина внешней перекрышки e_1 оказывается значительно меньше e .

Золотник с неравными внешними перекрышками показан на фиг. 123.

Можно достичь такого же изменения перекрышек сдвигом золотника, расположив его в среднем положении так, чтобы его ось симметрии не совпадала бы с осью симметрии золотникового зеркала; при этом золотник должен быть сдвинут влево по направлению к крышке машины (в сторону от вала) на величину x (фиг. 124).

Для того чтобы получить перекрыши e и e_1 , соответствующие диаграмме на фиг. 122, следует выбрать

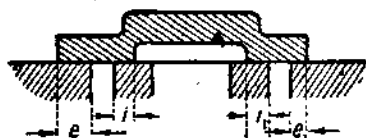
$$x = 0,5(e - e_1),$$

а золотник при его симметричной установке выполнить с перекрышами

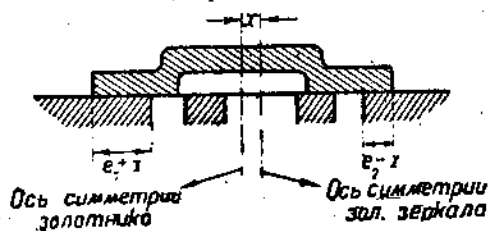
$$e_2 = e - x = e_1 + x.$$

После сдвига золотник будет занимать показанное на фиг. 124 положение.

При несимметричной установке золотника изменяются также и величины внутренних перекрыш, что способствует выравниванию степеней сжатия в обеих полостях.



Фиг. 123. Золотник с неравными перекрышами.



Фиг. 124. Сдвиг золотника для выравнивания степеней наполнения.

Следует отметить, что несимметричная установка золотника влечет за собой неравенство предварений впуска и выпуска в обеих полостях. Необходимо следить поэтому, чтобы величины эти не выходили из намеченных для них пределов.

Конечность эксцентриковой тяги также влияет на правильность парораспределения. Влиянием этим, однако, можно пренебречь ввиду значительности длины тяги по сравнению с эксцентриситетом r .

§ 52. Простые золотники с переменной степенью наполнения.

В тех золотниковых распределениях, которые мы рассмотрели выше, регулирование машины совершается дросселированием пара и является так называемым качественным регулированием. Объем впускаемого пара остается при колебаниях нагрузки постоянным, а изменяется давление пара; а вместе с тем и располагаемое падение теплосодержания. При таком регулировании степень наполнения машины остается без изменения.

Более совершенным способом регулирования является регулирование количественное, при котором состояние пара (давление и температура) остается неизменным, а увеличивается или уменьшается степень наполнения машины (§ 166).

Особенно часто такая система регулирования машины с простым золотником применяется в вертикальных конструкциях. Изменение степени наполнения происходит благодаря тому, что под действием регулятора изменяются величины эксцентриситета эксцентрика и его угла опережения. При

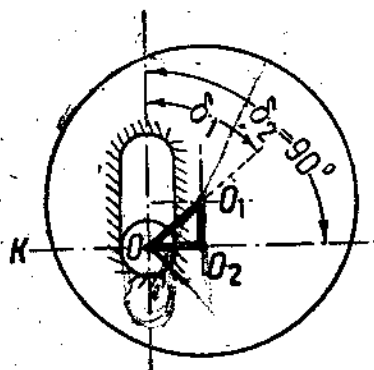
этом среднее положение золотника относительно зеркала остается одинаковым для всех нагрузок машины.

Применяются различные способы изменения элементов эксцентрика. Можно, например, сконструировать эксцентрик согласно схемы на фиг. 125. В эксцентриковом диске делается прорез, края которого заштрихованы. Центр диска находится в O_1 , а центр вала в O .

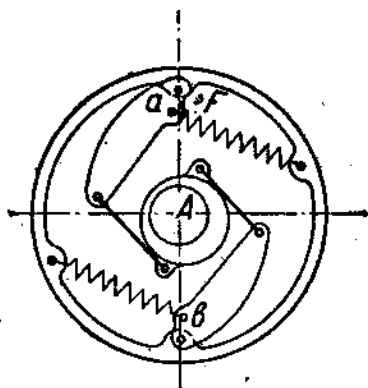
Эксцентриситет равен $r_1 = OO_1$.

Если положение эксцентрика, указанное на фиг. 125, соответствует мертвому положению кривошипа OK , то угол между прямой OO_1 и вертикальной осью является углом опережения δ_1 .

Если мы эксцентриковый диск опустим таким образом, что вал относительно прореза займет новое положение, и центр диска из O_1 переместится в O_2 (перемещение будет происходить по вертикальной линии), то новый эксцентриситет $r_2 = OO_2$, а угол опережения для этого случая бу-



Фиг. 125. Схема эксцентрика с переменным эксцентриситетом.



Фиг. 126. Схема плоского регулятора.

дет равен $\delta_2 = 90^\circ$. Само собою разумеется, что положение OO_2 является минимальным значением эксцентриситета, так как, если бы диск опустился еще ниже, то эксцентриситет начал бы увеличиваться.

Таким образом минимальным эксцентриситетом в этом случае является эксцентриситет, расположенный по прямой, перпендикулярной к линии перемещения центра эксцентрикового диска. Линия, по которой перемещается центр эксцентрика, называется кривой вершин. В данном случае она прямая, но может быть и кривой линией. Перемещение эксцентрика относительно вала может происходить на ходу машины: перестановка эта совершается под действием регулятора. Если требуется увеличить степень наполнения машины, что обычно связано с увеличением эксцентриситета, то регулятор и устанавливает диск относительно вала так, чтобы эксцентриситет увеличился. Если нагрузка уменьшается, то при увеличении числа оборотов машины регулятор опускает диск, эксцентриситет при этом уменьшается, понижая и степень наполнения.

Применяющийся в этих случаях регулятор имеет своеобразную конструкцию и называется плоским или осевым регулятором (фиг. 126). Устанавливается он на валу машины рядом с эксцентриком. В корпусе регулятора

(обычно чугуном) имеется один или чаще два груза (произвольной формы). Эти грузы подвешены к корпусу регулятора: один в точке a , а другой в симметричной точке b . Пружины F стремятся установить грузы в крайнем внутреннем положении. Когда машина начинает работать, то по мере увеличения числа оборотов грузы расходятся. При этом вес грузов и сила пружины рассчитаны так, чтобы при максимальном числе оборотов грузы расходились бы до соприкосновения с корпусом регулятора. Грузы рычажной или кулисной передачей связаны с эксцентриковым диском; перемещение грузов вызывает сдвиг (или поворот) диска относительно вала машины. При этом, конечно, регулятор и передача должны быть сконструированы так, чтобы центр эксцентрика перемещался по заданной кривой вершин.

Укажем еще одну весьма распространенную схему эксцентрика с переменным углом опережения и эксцентриситетом (фиг. 127).

На валу машины заклинен эксцентриковый диск с центром в O_1 . Этот эксцентриковый диск охватывается вторым диском, на который надет хомут. Таким образом получается система двух эксцентриков: один, внутренний, заклинен на валу, а другой, наружный, может вращаться по внутреннему.

Центр вала находится в точке O . Поэтому эксцентриситет первого эксцентрика относительно вала равен $OO_1 = r_1$. Второй эксцентрик имеет центр в точке O_2 . Это значит, что относительно центра O_1 он расположен с эксцентриситетом $r_2 = O_1O_2$. Если же рассматривать оба диска как один эксцентрик, то эксцентриситет системы по отношению к валу будет составлять $r = OO_2$.

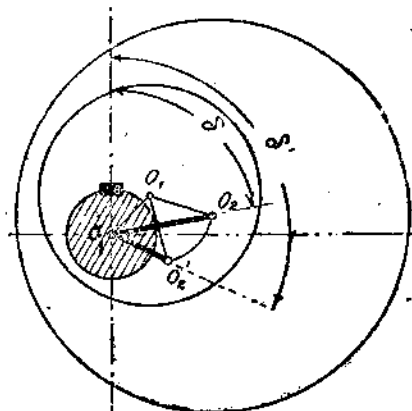
Под действием регулятора наружный диск может поворачиваться, скользя по внутреннему. При этом точка O_2 (центр наружного диска) будет описывать дугу вокруг точки O_1 . Положим, центр наружного диска из O_2 переместится в O'_2 . Тогда эксцентриситет наружного диска относительно точки O_1 займет положение $O_1O'_2$, а результирующий эксцентриситет будет равен $OO'_2 = r' < r$.

Если главный кривошип машины находится в мертвом положении OK , то угол между прямой OO_2 и вертикальной осью равен углу опережения δ . Угол опережения эксцентриситета OO'_2 обозначен δ' .

Легко видеть, что $\delta' > \delta$.

Кривою вершин в разобранном распределении служит дуга круга $O_2O'_2$. Предположим, что нам известны эксцентриситет первого эксцентрика r_1 (который мы обозначили через OO_1) и его угол опережения δ_1 .

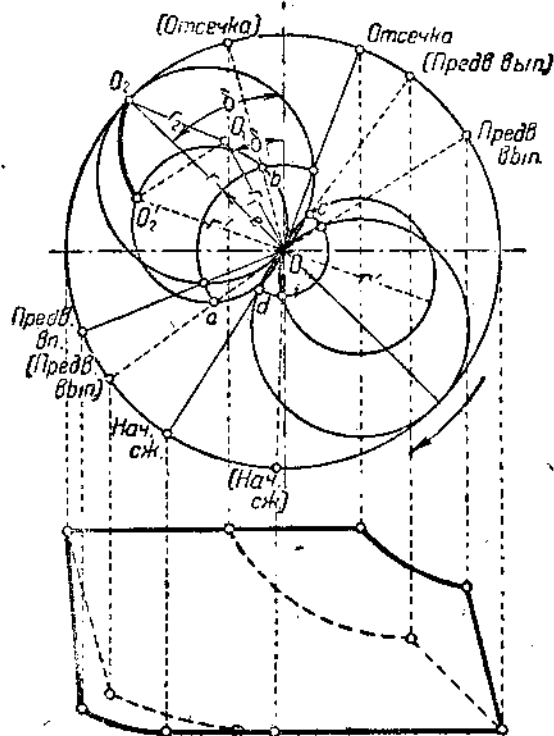
Отложим эти величины на диаграмме Цейнера (фиг. 128). Угол опережения этого эксцентрика остается постоянным, так как он заклинен на валу. Второй эксцентриситет r_2 имеет, положим, направление O_1O_2 . Эти два эксцентриситета, сложенные по правилу параллелограмма, дают результирующий эксцентриситет $r = OO_2$ с углом опережения δ (всегда на диа-



Фиг. 127. Схема эксцентрика с переменным эксцентриситетом.

грамме Цейнера углы опережения откладываются в сторону, обратную действительному положению). Если положение эксцентриков друг относительно друга было бы неизменно, то мы могли бы исследовать такое распределение при помощи диаграммы Цейнера, построенной для эксцентриситета r и угла опережения δ .

Внешнюю и внутреннюю перекрыши будем считать заданными (e и d). Эти величины при регулировании машины меняться не могут, потому что они обусловлены размерами самого золотника. Нанесение перекрыш на диаграмму дает нам основные моменты парораспределения. Отметим положение



Фиг. 128. Индикаторная и цейнеровская диаграммы для золотника с переменной степенью наполнения.

Поэтому на r' как на диаметре опишем цейнеровскую окружность. Продолжив дугу внешней перекрыши так, чтобы она пересекалась с новой цейнеровской окружностью, найдем положение кривошипа в момент предварения впуска и в момент отсечки (по точкам a и b). Положения эти нанесены пунктирными линиями, относящиеся к ним надписи заключены в скобки. Отметим, что предварение впуска увеличилось, что не всегда желательно.

Для исследования выпускного распределения продолжим диаметр r' в нижнюю полуокружность и опишем цейнеровскую окружность для выпуска.

Отметим пересечение этой окружности с дугой внутренней перекрыши

положения кривошипа при предварении впуска, отсечке, предварении выпуска и начале сжатия.

Теперь предположим, что наша система подвергается действию регулятора, который поворачивает наружный эксцентрик по внутреннему, изменяя величину и направление результирующего эксцентриситета.

Кривая вершин парораспределения представляет собою окружность, описанную радиусом O_1O_2 из точки O_1 . Положим, что регулятор переместит точку O_2 в точку O'_2 , и следовательно O_1O_2 займет положение $O_1O'_2$. В таком случае результирующий эксцентриситет станет равным $r' = OO'_2$. Мы можем исследовать парораспределение при помощи новой цейнеровской диаграммы, в которой эксцентриситетом является r' , с соответствующим углом опережения.

(в точках c и a). Направление кривошипа по Oc укажет момент начала выпуска, по Od — начала сжатия.

Из чертежа видно, что предварение выпуска увеличилось, и сжатие начинается раньше.

Свяжем теперь цейнеровскую диаграмму с индикаторной.

Для начального положения (эксцентриситет r) мы имеем индикаторную диаграмму, начерченную сплошными линиями (фиг. 128). Уменьшенному эксцентриситету r' соответствует пунктирная диаграмма. По сравнению с первой степень наполнения уменьшилась и предварение выпуска, начало сжатия, предварение впуска происходят раньше.

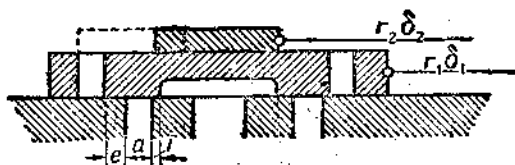
Площадь диаграммы уменьшается с двух сторон, т. е. регулирование действует весьма энергично и быстро изменяет мощность машины.

Общий вид машины с парораспределением рассмотренного типа дан в части IX.

§ 53. Парораспределение двойными золотниками.

Как уже указывалось, при помощи простых золотников нельзя получить малых степеней наполнения. Это положение относится и к золотникам, рассмотренным в предыдущем параграфе. Поэтому во всех тех случаях, когда существенное значение имеет не простота машины, а расход пара, приходится применять более сложные распределения, допускающие работу с малыми степенями наполнения.

Из золотниковых распределений к таким относится двойные золотники. Схема двойного золотника изображена на фиг. 129.



Фиг. 129. Схема двойного золотника.

На золотниковом зеркале, которое имеет такой же вид, как и для простого золотника, может передвигаться так называемый основной золотник. Он приводится от эксцентрика с эксцентриситетом r_1 и углом опережения δ_1 . Золотник этот осуществляет распределение почти так же, как и обычный, с той только разницей, что пар при впуске в цилиндр проходит через окно в золотнике, по длине (перпендикулярно к плоскости чертежа) совпадающее с длиной канала в зеркале.

Ширину последнего канала мы обозначим попрежнему a , расстояние от кромки окна в золотнике до наружной кромки канала, являющееся внешней перекрышей — e . Что касается внутренней перекрыши i , то она будет иметь то же значение, что и в простом золотнике.

Поэтому, если на основном золотнике не было бы показанной на чертеже пластинки, то распределение происходило бы точно таким же образом, как и при помощи простого золотника: когда основной золотник сдвинется вправо на величину e , начнется выпуск пара в канал; когда золотник, двигаясь влево, будет отстоять от своего среднего положения на величину e , произойдет отсечка.

Аналогично и по отношению выпуска: когда золотник пройдет, двигаясь влево, путь i , начнется выпуск; когда же золотник, двигаясь обратно,

закроет канал, т. е. не дойдет на величину l до среднего положения, начнется сжатие пара.

Наличие пластинки над основным золотником не оказывает влияния на моменты предварения впуска и выпуска и начала сжатия.

Отличие двойного золотника от простого сказывается на моменте отсечки, который управляется движущимися по основному расширительным золотником, иногда называемым пластинкой. Расширительный золотник приводится от самостоятельного эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения δ_2 .

Эксцентриситеты r_1 и r_2 мало отличаются по своей величине друг от друга, угол же опережения δ_2 обычно больше δ_1 .

Наличие пластинки влияет на парораспределение следующим образом: когда основной золотник движется вправо и держит впускной канал открытым, — пластинка, двигаясь влево, может в некоторый момент, когда канал в зеркале будет еще сообщен с окном в основном золотнике (и, следовательно, будет происходить впуск пара), перекрыть окно, заняв на основном золотнике положение, начерченное на фиг. 129 пунктиром.

Впуск пара в цилиндр прекратится, таким образом, раньше, чем это было бы при отсутствии пластинки.

Легко сообразить, что чем длиннее пластинка, тем раньше произойдет закрытие окна (отсечка) и тем меньше будет степень наполнения.

Часто пластинку делают из двух частей, имеющих возможность сдвигаться и раздвигаться (фиг. 133).

При сдвиге частей пластинки расстояние от края пластинки до наружной кромки окна увеличивается, и степень наполнения повышается. Раздвигая пластинки, мы уменьшаем степень наполнения.

Рассмотрим схему кривошипной диаграммы (фиг. 130). Отметим мертвое положение OK главного кривошипа.

Положим, что основной золотник приводится от эксцентрика с эксцентриситетом r_1 и углом опережения δ_1 , а расширительный золотник от эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения δ_2 .

При мертвом положении главного кривошипа сдвиг основного золотника из среднего положения будет равен ξ_1 — проекции r_1 на горизонтальную ось, а сдвиг расширительного золотника из среднего положения равен ξ_2 — проекции r_2 на горизонтальную ось.

При исследовании совместного движения золотников существенным является относительное перемещение расширительного золотника по отношению к основному, считая последний неподвижным.

Величины ξ_1 и ξ_2 измеряют сдвиг обоих золотников по отношению к неподвижному зеркалу. Сдвиг расширительного золотника относительно основного (относительный сдвиг):

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1.$$

Это соотношение соблюдается для любых положений главного кривошипа. Если последний повернется до направления OK_1 , то на такой же угол повернутся оба эксцентриситета. Они займут положение, отмеченное тонкими линиями (фиг. 130). Сдвиг основного золотника равен ξ'_1 , а сдвиг расширительного — ξ'_2 ; относительный же сдвиг.

$$\xi'_0 = \xi'_2 - \xi'_1$$

(если случится, что $\xi'_1 > \xi'_2$, то тогда $\xi'_0 = \xi'_1 - \xi'_2$).

Найдем связь между относительным перемещением пластинки и элементами обоих эксцентриков.

Уравнение движения основного золотника имеет вид:

$$\xi_1 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha).$$

Уравнение движения расширительного золотника:

$$\xi_2 = r_2 \sin(\delta_2 + \alpha).$$

ξ_0 — относительный сдвиг — равен разности этих величин, т. е.

$$\xi_0 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha) - r_2 \sin(\delta_2 + \alpha),$$

или

$$\xi_0 = r_1 \sin \delta_1 \cos \alpha + r_1 \sin \alpha \cos \delta_1 - r_2 \sin \delta_2 \cos \alpha - r_2 \sin \alpha \cos \delta_2.$$

Вынесем за скобки $\cos \alpha$ и $\sin \alpha$:

$$\xi_0 = \cos \alpha (r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2) + \sin \alpha (r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2). \quad (A)$$

Предположим, что

$$r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2 = \rho \sin \delta_0. \quad (B)$$

$$r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2 = \rho \cos \delta_0. \quad (C)$$

Для того чтобы выяснить реальные значение ρ и δ_0 , возведем в квадрат последние два уравнения и сложим их

$$r_1^2 \sin^2 \delta_1 - 2r_1 r_2 \sin \delta_1 \sin \delta_2 + r_2^2 \sin^2 \delta_2 + r_1^2 \cos^2 \delta_1 - 2r_1 r_2 \cos \delta_1 \cos \delta_2 + r_2^2 \cos^2 \delta_2 = \rho^2 (\sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0).$$

Или

$$r_1^2 (\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1) + r_2^2 (\sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2) - 2r_1 r_2 (\sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2) = \rho^2 (\sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0).$$

Принимая во внимание, что:

$$\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1 = \sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2 = \sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0 = 1$$

$$\sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2 = \cos(\delta_2 - \delta_1),$$

мы получим:

$$r_1^2 - 2r_1 r_2 \cos(\delta_2 - \delta_1) + r_2^2 = \rho^2.$$

Что касается δ_0 , то он легко определяется, если разделим уравнение (B) на уравнение (C):

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2}{r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2}.$$

Перепишем уравнение (A), подставив в него принятые по уравнениям (B) и (C) величины:

$$\xi_0 = \rho \sin \delta_0 \cos \alpha + \rho \cos \delta_0 \sin \alpha,$$

или

$$\xi_0 = \rho \sin (\delta_0 + \alpha),$$

т. е. относительный сдвиг также подчиняется уравнению движения золотника.

Можно предположить, что относительный сдвиг пластинки как будто бы происходит под действием некоторого фиктивного эксцентриситета ρ и углом опережения δ_0 .

Этот эксцентриситет и его угол опережения имеют определенные значения, которые легко графически связать с эксцентриситетами r_1 и r_2 .

Для этого вернемся к кривошипной диаграмме (фиг. 131).

Эксцентриситеты r_1 и r_2 дают сдвиги ξ_1 и ξ_2 относительно неподвижного зеркала.

Относительный сдвиг представится отрезком

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1.$$

Фиг. 131. Нахождение фиктивного эксцентриситета.

Но ξ_0 мы получим также, если построим параллелограм, в котором r_2 служит диагональю, а r_1 — одной из сторон.

Тогда проекция другой стороны (AB или ρ) параллелограмма на горизонтальную ось также равна ξ_0 .

Легко заметить, что полученная графическим путем величина ρ вполне согласуется с той формулой, которую мы вывели аналитически.

В самом деле, из треугольника OAB сторона

$$AB = \rho = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos (\delta_2 - \delta_1)}.$$

Таким образом, чтобы получить фиктивный эксцентриситет, с помощью которого в дальнейшем мы будем производить исследование парораспределения, нужно построить параллелограм, в котором диагональю служит расширительный эксцентриситет, а одной из сторон — основной эксцентриситет. Тогда вторая сторона параллелограмма даст величину и направление (угол δ_0) фиктивного эксцентриситета.

При исследовании парораспределения с помощью цейнеровской диаграммы необходимо построить ее для эксцентриситета ρ . Построение показано на фиг. 132. Положим, что OA представляет эксцентриситет r_1 основного золотника с углом опережения δ_1 . Проводим цейнеровские окружности

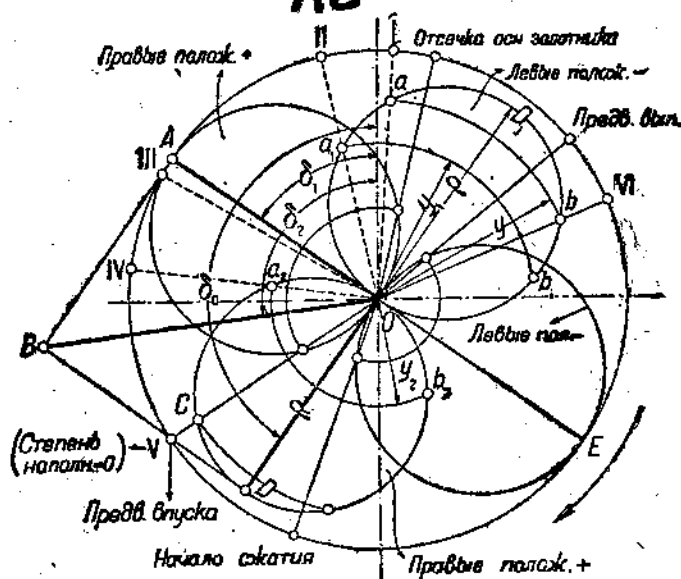
для основного золотника; он управляет тремя моментами парораспределения: предварением впуска, предварением выпуска и началом сжатия.

Откладываем величины внутренней и внешней перекрыш e и i .

Положения предварения впуска и выпуска и начала сжатия при этом определяются окончательно, так как наличие расширительного золотника на них влияния не оказывает. Что касается отсечки, то мы отметим то положение кривошипа, при котором происходит отсечка основным золотником; действительный момент отсечки будет иной.

Положим, что $OB = r_2$ представляет собой эксцентриситет расширительного золотника с углом опережения δ_2 .

Построим параллелограм, в котором OB является диагональю, а OA — одной из сторон. Для этого соединим точку A с B и через точку O проведем линию, параллельную AB . Тогда мы получаем по величине



Фиг. 132. Диаграмма Цейнера для двойного золотника.

и направлению отрезок OD , представляющий собой фиктивный эксцентриситет ρ с углом опережения δ_0 .

На отрезке OD , как на диаметре, опишем цейнеровскую окружность.

Продолжив OD в верхнюю полуокружность, опишем на $OD_1 = OD$ вторую окружность.

Таким образом мы имеем две системы цейнеровских окружностей: одна с диаметрами по линии AE дает перемещения основного золотника, другая с диаметрами по линии DD_1 — относительный сдвиг расширительного золотника.

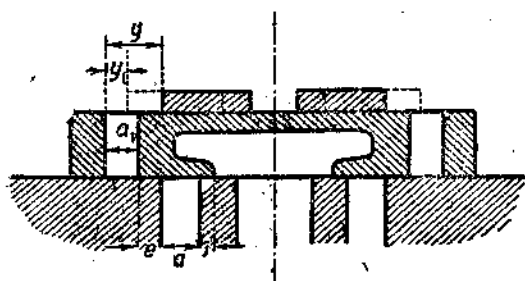
Прежде чем перейти к определению перемещений золотников, необходимо условиться относительно направления этих перемещений.

Когда мы исследовали распределение простым золотником, то на верхней цейнеровской окружности мы определяли всегда сдвиги золотника, откла-

двигаемые вправо от среднего положения (если, конечно, говорить о левой полости цилиндра).

Нижняя же окружность служила для определения сдвига золотника влево от его среднего положения.

Так как в диаграмме двойных золотников (фиг. 132) эксцентриситет расширительного золотника с углом опережения δ_2 отложен в том же направлении, что и эксцентриситет основного золотника (с углом опережения δ_1), то окружность относительного эксцентриситета OD , угол опережения которого равен δ_0 , будет также указывать на положения золотника вправо от его среднего положения.



Фиг. 133. Схема двойного золотника.

Таким образом хорды верхней относительной окружности можно снабжать знаком $(-)$, хорды нижней окружности — знаком $(+)$.

На схеме двойного золотника (фиг. 133) отметим внешнюю перекрышу e , ширину канала в зеркале a , внутреннюю перекрышу i , ширину канала в основном золотнике a_1 (обычно a_1 делается $0,8a$ до a). Обозначим расстояние от кромки расширительного золотника до наружной кромки окна — y .

Величина y играет существенную роль при определении степени наполнения.

Момент отсечки происходит тогда, когда относительное положение золотников соответствует схеме на фиг. 134. Канал в зеркале может еще находиться в сообщении с окном основного золотника, но расширительный золотник, двигаясь в направлении, указанном стрелкой, перекрывает сверху окно в основном золотнике и прекращает доступ пара в цилиндр.

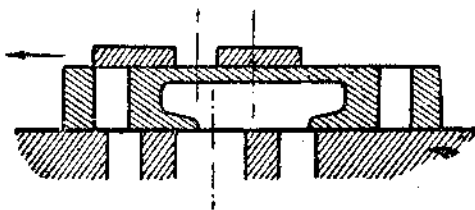
В момент отсечки относительное положение обоих золотников характеризуется уравнением

$$\xi_0 = y.$$

Действительно, когда расширительный золотник, двигаясь влево по основному (который при относительном движении надо считать неподвижным), пройдет путь y , наступит момент отсечки.

На золотниковой диаграмме (фиг. 132) относительные перемещения мы должны находить по цейнеровской окружности для эксцентриситета ρ .

Так как отсечка происходит тогда, когда расширительный золотник относительно основного движется влево от среднего положения, — а такое



Фиг. 134. Момент отсечки.

перемещение мы считаем отрицательным, — то мы должны искать это перемещение на верхней относительной окружности.

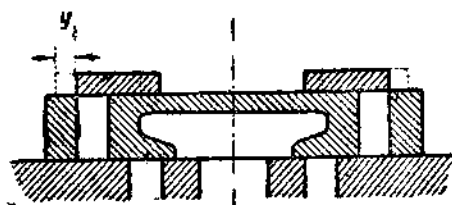
Для определения положений кривошипа, при которых относительный сдвиг равен величине y , из центра диаграммы, т. е. из точки O , радиусом y опишем дугу. Эта дуга пересекает цейлеровскую окружность в двух точках a и b . В каждом из положений кривошипа Oa и Ob $\xi_0 = y$. Для решения вопроса, какое из этих положений соответствует моменту отсечки, заметим, что отсечка происходит при возрастающей величине ξ_0 .

На диаграмме возрастанию ξ_0 соответствует полуокружность OaD_1 .

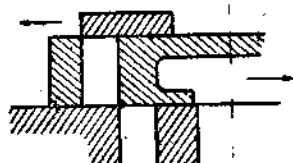
Поэтому положение кривошипа в момент отсечки должно проходить через точку a . Степень наполнения оказывается меньше той, которую дал бы один основной золотник без расширительного.

После того как отсечка произошла (фиг. 134), расширительный золотник будет продолжать свое относительное движение влево и в точке D_1 (фиг. 132) достигнет своего крайнего положения.

При обратном движении пластинки ξ_0 будет уменьшаться, и в некоторый момент расширительный золотник вновь будет отстоять от своего среднего положения на величину y . Это положение соответствует на диаг-



Фиг. 135. Среднее положение золотников при $y = 0$.



Фиг. 136. Совпадение моментов предварения выпуска и отсечки.

рамме Цейлера точке b , в которой окно в основном золотнике вновь открывается и сообщается с пространством золотниковой коробки.

Пар, однако, не будет поступать в цилиндр, так как точка b лежит за положением отсечки основным золотником, и канал в зеркале перекрыт.

От положения кривошипа OVI до OI канал в основном золотнике не находится в сообщении с пространством золотниковой коробки.

Как уже указывалось, величина y может изменяться.

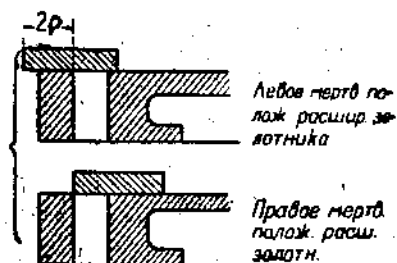
При помощи того или иного механизма можно пластинки, составляющие расширительный золотник, раздвинуть и поставить их в пунктирное положение (фиг. 133). Величина y уменьшается и становится равной, положим, y_1 . В таком случае на диаграмме (фиг. 132) точки a и b переместятся в a_1 и b_1 .

Отсечка будет происходить при положении кривошипа в OII , т. е. еще раньше, чем в предыдущем случае.

Можно сделать $y = 0$, т. е. спроектировать золотник так, чтобы при среднем положении обоих золотников пластинка перекрывала бы каналы (фиг. 135).

Соответственное положение кривошипа $OIII$ в момент отсечки будет в этом случае перпендикулярно диаметру p (фиг. 132), так как $y = 0$, и, следовательно, направление $OIII$ должно быть касательным к обеим относительным окружностям.

Наконец, y может быть положительным (до сих пор его следовало считать отрицательным), т. е. при среднем положении золотников пластинка может перекрывать каналы на величину y_2 (пунктир на фиг. 135).

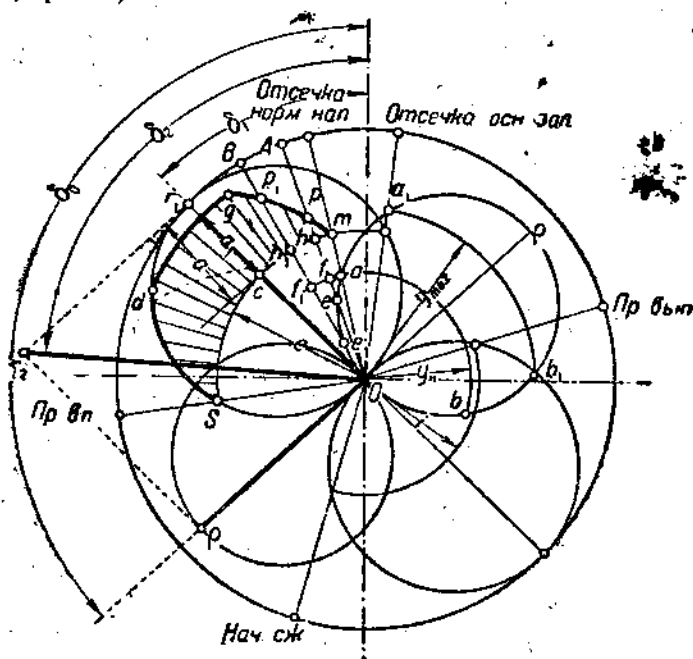


Фиг. 137. Мертвые положения расширительного золотника при $y = p$.

Величину $+y_2$ мы должны отложить на нижней цейнеровской окружности. Проведя дугу радиусом y_2 , определим точки a_2 и b_2 , и положение кривошипа OIV укажет новый момент отсечки при совершенно незначительной степени наполнения.

Для того чтобы получить минимальную степень наполнения, нужно взять $y = OC$, где C — точка пересечения кривошипа в момент предварения впуска с нижней цейнеровской окружностью. Если $y = OC$, отсечка

происходит при положении основного золотника, соответствующем предварению впуска. Взаимное расположение золотников при этом указано на фиг. 136 (стр. 171).



Фиг. 138. Диаграмма Цейнера двойного золотника.

Степень наполнения машины в этом случае не является абсолютно нулевой, так как за тот период времени, когда основной золотник был в сообщении с золотниковой коробкой, окно его заполнилось паром, который и перейдет в цилиндр.

Для получения абсолютно нулевой степени наполнения y делают рав-

провести дугу радиусом $e + a_1$. Открытие окна изображается кривой Sdg (фиг. 138).

Для нормального наполнения закрытие окна происходит в точке m , т. е. в точке пересечения кривошипа в момент отсечки с дугой внешней перекрытия.

Величина открытия окна в каждый другой момент при двойных золотниковых распределениях может быть определена аналитически.

Положим, что расширительный золотник сдвинулся из своего среднего положения на относительную величину ξ_0 (фиг. 140), где сплошными линиями показано среднее положение золотника, а пунктиром — после сдвига на ξ_0 .

Открытие окна при этом положении золотника измерится отрезком

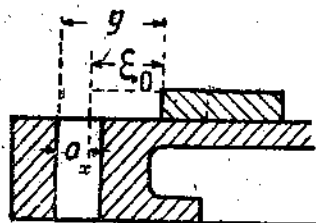
$$a_x = y - \xi_0.$$

Пользуясь этим уравнением, найдем величину открытия окна на дейнеровской диаграмме для нескольких положений кривошипа.

При положении главного кривошипа OA , например, $\xi_0 = Oe$ — хорде относительной дейнеровской окружности (фиг. 138); y для исследуемого наполнения равно Of .

Величина открытия окна

$$a_x = Of - Oe = fe.$$



Фиг. 140. Определение величины открытия окна.

Отрезок fe мы отложим от точки h вверх по радиусу до точки p ($fe = ph$); точка p будет принадлежать кривой закрытия окна.

Для любого иного положения главного кривошипа, например, OB , $\xi_0 = Oe_1$; $y = Of_1$.

Открытие окна

$$a_x = Of_1 - Oe_1 = e_1 f_1.$$

Отрезок $e_1 f_1$ отложим от точки h_1 вверх до точки p_1 : $h_1 p_1 = e_1 f_1$.

Таким способом можно получить любое число точек кривой закрытия окна, которая в точке g пересечется с дугой dg .

Окно в точке g начинает закрываться, причем кривая закрытия падает довольно круто, что вполне благоприятно: чем скорее закрывается окно, тем меньше торможение пара в момент отсечки и тем резче очертание индикаторной диаграммы.

Кривые закрытия окна обыкновенно строят для разных наполнений, причем особенное внимание следует обращать на очертание этой кривой для нормального наполнения ($y = y_n$).

По кривой закрытия окна можно судить о правильности спроектированного парораспределения. Часто случается, что кривая закрытия окна пойдет так, как показано на фиг. 138 пунктиром, т. е. окно не открывается на ту величину a_1 , которая назначена по расчету.

После построения кривой закрытия иногда приходится переконструировать распределение, в остальном спроектированное как будто правильно.

§ 55. Определение размеров двойного золотника по заданной индикаторной диаграмме.

Заданной является индикаторная диаграмма машины, на которой отмечены все основные моменты парораспределения¹.

Цейнеровскую диаграмму будем строить теми же приемами, что и для простого золотника.

Опишем сначала окружность вращения кривошипа в диаметре, равном длине индикаторной диаграммы. Спроектируем на диаметр моменты предварения выпуска и начала сжатия (фиг. 141).

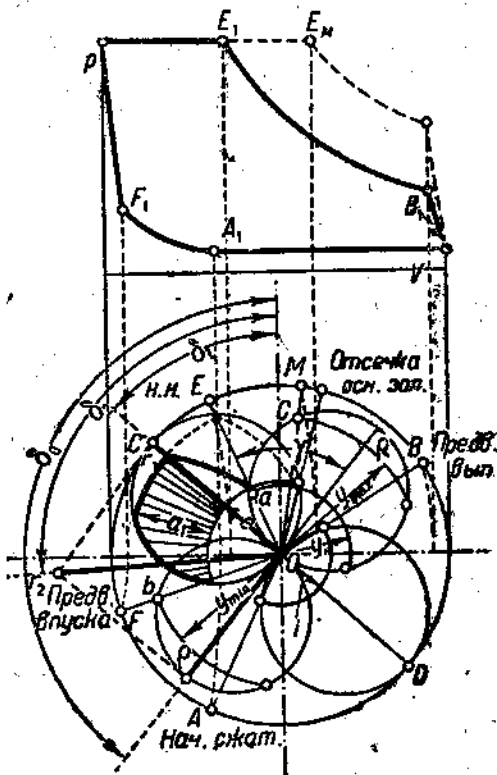
Соответствующие им положения кривошипа определяются с принятием во внимание конечности шатуна, т. е. при помощи дуги, радиус которой равен длине шатуна.

Диаметр цейнеровской окружности основного золотника должен делить угол AOB пополам. Проведя линию CD , определяем угол опережения δ_1 основного золотника. Начертим обе цейнеровские окружности для этого золотника. На нижней окружности определяем величину внутренней перекрыши i пока еще в неизвестном нам масштабе.

Далее сносим на золотниковую диаграмму момент предварения выпуска. Этим определяется величина внешней перекрыши e . Дуга внешней перекрыши указывает положение отсечки основным золотником. Конечно, это положение отсечки может не соответствовать индикаторной диаграмме.

Для определения r_2 и δ_2 — эксцентриситета и угла опережения расширительного золотника — удобнее всего задаться ρ и δ_0 — относительным эксцентриситетом и его углом опережения.

Вполне целесообразно выбрать $\rho \approx r_1$, что же касается угла δ_0 , то здесь следует руководствоваться таким соображением: желательно, чтобы отсечка происходила в момент наибольшей относительной скорости золотников, так как при этом, очевидно, торможение пара будет наименьшим.



Фиг. 141. Построение диаграммы Цейнера для двойного золотника по индикаторной диаграмме.

¹ Момент отсечки должен быть указан с поправкой на дросселирование пара (фиг. 14 и 89).

Наибольшая же скорость золотников имеет место при их среднем положении.

Поэтому желательно, чтобы момент отсечки совпадал хотя бы приблизительно со средним относительным положением золотников. Кривошип машины при среднем положении золотников направлен перпендикулярно к диаметру относительной цейнеровской окружности (ρ). Положение кривошипа в момент отсечки желательно иметь перпендикулярным к диаметру ρ .

Обратно: для выбора направления ρ нужно провести прямую, перпендикулярную к положению кривошипа в момент отсечки при нормальном наполнении.

Осуществить это удастся далеко не всегда, и угол γ между ρ и OE обычно приходится брать меньше 90° (часто $70-80^\circ$), в особенности при больших наполнениях.

Выбрав величину и направление ρ , построим параллелограм, в котором сторонами являются ρ и r_1 . При этом определяется по величине и направлению эксцентриситет расширительного золотника r_2 с углом δ_2 .

Эксцентрики основного и расширительного золотников насаживаются на вал рядом друг с другом; поэтому и с конструктивной и с экономической точек зрения желательно оба эксцентрика отливать по одной модели, а для этого нужно, чтобы $r_2 < 1,2 r_1$.

Выполнение этого требования, конечно, лишь желательно, но не обязательно.

При проектировании машины можно достигнуть желательного соотношения между r_2 и r_1 изменением угла γ и величины ρ .

Так, на фиг. 141 пришлось взять $\angle \gamma < 90^\circ$ и $\rho < r_1$.

На обоих эксцентриситетах ρ (положительном и отрицательном) опишем цейнеровские окружности для относительного перемещения золотника.

Определим теперь величину y (расстояние между наружной кромкой расширительного золотника и окна в основном золотнике) для нормального наполнения машины.

Для этого наполнения y_n определяется пересечением положения кривошипа OE при нормальном наполнении с относительной цейнеровской окружностью (точка a): $y_n = Oa$.

Этим радиусом опишем дугу из центра диаграммы. Для того чтобы выяснить пределы регулирования, т. е. установить, насколько пластинки расширительного золотника нужно сдвигать или раздвигать, изменяя этим величину y , следует задаться минимальным и максимальным наполнениями машины.

Минимальным наполнением обыкновенно считают нулевое, при котором отсечка происходит в момент предварения впуска. Поэтому для определения $y_{\min}$ отметим точку пересечения b кривошипа в момент предварения впуска с относительной цейнеровской окружностью.

Проведем дугу радиусом $Ob = y_{\min}$.

Заметим, что $y_{\min}$ у нас положительно (y_n — отрицательно) и при среднем положении золотников пластинка перекрывает окно в основном золотнике на величину $y_{\min}$.

Максимальной степенью наполнения приходится задаваться в зависимости от величины нормального наполнения.

Обычно максимальное наполнение, которым определяется максимальная

к CD , и линии FN и AB , параллельные OH . Этим определяются величины перекрыш e и l , а также момент отсечки основным золотником. Выбираются величина и направление относительного эксцентриситета p . Строится параллелограмм и определяются величина и направление расширительного эксцентриситета r_2 . Радиусом p описывается окружность и проводится диаметр KL , перпендикулярный к p . Выбрав положение кривошипа OM для максимального наполнения и OF для минимального, через точки c и b проводят прямые, параллельные KL ; этим определяются $y_{\max}$ и $y_{\min}$. Для нормального наполнения y_n определяется пересечением кривошипа OE (момент отсечки нормального наполнения) с относительной окружностью в точке a .

Кривая закрытия окна строится следующим образом.

На расстоянии a_1 от линии внешней перекрыши FN проводится прямая $dg \parallel FN$. Окно закрывается полностью в точке v . Остальные точки кривой закрытия определяются тем же методом, что и на диаграмме Цейнера. Для произвольного положения OS главного кривошипа относительный сдвиг $\xi_0 = fh$ (перпендикуляр из точки f на KL). Открытие окна в этот момент

$$a_x = y_n - \xi_0.$$

Разность этих величин откладывают в виде отрезка kl от точки k , получая соответственную точку l кривой закрытия окна.

Для определения масштаба золотниковой диаграммы воспользуемся тем же приемом, что и для простого золотника. Из уравнения

$$Fc_m = f\omega$$

определим сечение канала

$$f = \frac{Fc_m}{\omega},$$

где F — площадь поршня, c_m — средняя скорость поршня, ω — скорость пара при проходе через окно в основном золотнике. Величина

$$f = a_1 h,$$

где h — высота канала, a_1 — ширина его. Канал в зеркале делается большей ширины:

$$a = \frac{a_1}{0,8}.$$

Значения для скорости пара ω выбираем те же, что и для простого золотника (§ 43), что же касается скорости поршня c_m , то для простого золотника мы принимали

$$c_m = \frac{2\pi n}{60}$$

(средняя скорость поршня в течение одного оборота машины). Правильнее, однако, определить скорость поршня как среднюю не за весь ход его, а только за период впуска. Если разницей между этими величинами можно было пренебречь в простых золотниковых распределениях с большими

степенями наполнения, то при двойных золотниках, работающих часто с незначительным наполнением, следует пользоваться точными значениями скорости c_m .

Обозначим окружную скорость вращения пальца кривошипа — v (фиг. 143). Как известно

$$v = \frac{2\pi R n}{60}.$$

Скорость поршня c в любой момент изображается проекцией скорости v на горизонтальную ось. В мертвом положении эта скорость равна нулю. Если кривошип повернут на угол α , то $c = v \cdot \sin \alpha$.

Таким образом скорость поршня изменяется по синусоиде от нуля до некоторого максимума (в среднем положении).

Положим, что впуск пара прекращается при положении кривошипа OB . Поэтому для расчета нужно определить среднюю скорость поршня лишь на протяжении дуги CB . Эта скорость будет меньше средней скорости поршня за время полного оборота кривошипа.

Практический прием для определения средней скорости поршня за время впуска заключается в следующем.

Угол COB между положениями кривошипа в моменты предварения впуска и отсечки делится на 9 равных частей (10 точек деления). По таблице определяются синусы углов между OA и точкой деления.

Средняя скорость поршня за время впуска

$$c_m = v \cdot \frac{\sum \sin \alpha}{10} = v \cdot \frac{(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots + \sin \alpha_{10})}{10}.$$

Определив ширину окна в основном золотнике из формулы

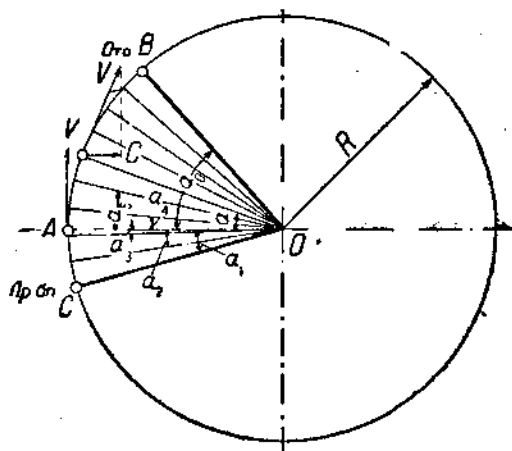
$$a_1 = \frac{f}{h}$$

(высотой окна h задаемся), измеряем a_1 на диаграмме Цейнера. Сравнением обеих величин определяется масштаб диаграммы.

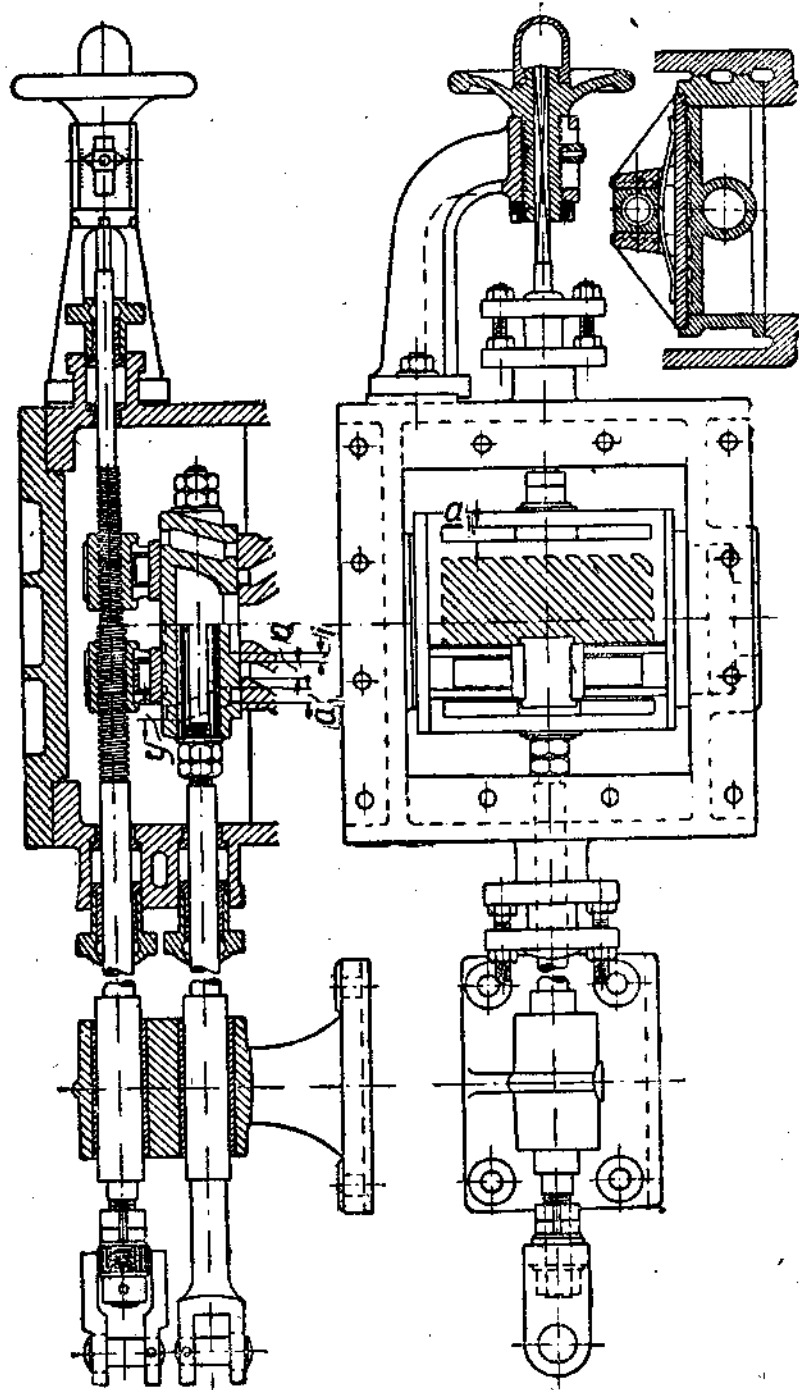
Следует обращать внимание на величину эксцентриситетов. Обычно должно быть $r_2 < 60 \text{ мм}$.

Конструктивное осуществление двойных золотников мы разберем на двух распространенных системах: Мейера и Ридера.

¹ У очень больших машин встречаются эксцентриситеты до 200 мм.



Фиг. 143. Определение средней скорости поршня за время впуска.



Фиг. 144. Двойной золотых Мейера.

§ 56. Двойной золотник системы Мейера.

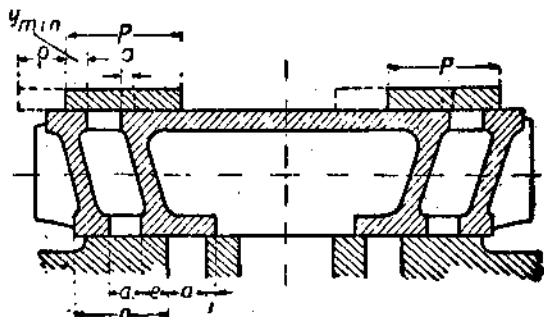
Основной золотник приводится эксцентриком с эксцентриситетом e_1 и углом опережения δ_1 . Ширина окна a_1 несколько меньше ширины канала a в золотниковом зеркале.

Расширительный золотник, состоящий из двух пластинок, имеет шток с двумя винтовыми нарезками—правой и левой. Шток этот при посредстве эксцентриковой тяги приводится в движение от эксцентрика с эксцентриситетом e_2 и углом опережения δ_2 .

На фиг. 144 механизм показан в среднем положении для нормального наполнения ($y = y_n$).

Изменение величины y в парораспределении Мейера можно производить вращением штока, благодаря чему пластинки, служащие гайками для винтовой нарезки на штоке, сдвигаются при вращении в одном направлении и раздвигаются при обратном вращении.

Вращение может производиться вручную при помощи выведенного наружу маховика, во втулку которого входит конец штока, сделанный прямоугольным (или со шпонкой). Маховичок снабжен указателем, перемещающимся по резьбе на втулке маховичка и указывающим непосредственно степень наполнения машины.



Фиг. 145. Среднее положение золотника Мейера при минимальной степени наполнения.

Эксцентриковая тяга соединена со штоком при помощи проушины, как показано на чертеже. Шток имеет возможность вращаться, не увлекая за собою эксцентриковую тягу.

Для проектирования золотника Мейера нужно определить несколько размеров, являющихся функциями тех величин, которые найдены по золотниковой диаграмме.

Длину каждой из пластинок p определим из следующих соображений.

Поставим пластинки в среднее положение при минимальном наполнении. Пластика будет перекрывать окно в основном золотнике на величину y_{min} (фиг. 145). Левое мертвое положение пластинок отметим пунктиром; пластина при этом сдвинется относительно основного золотника на величину относительного эксцентриситета e . Чтобы не произошел впуск пара в канал с правой стороны пластины, нужно чтобы пластина в мертвом положении перекрывала окно на некоторую величину σ , которая называется перекрышей безопасности.

Поэтому вся длина пластины

$$p = p + y_{min} + a_1 + \sigma;$$

a — берется 5—15 мм в зависимости от размеров машины. Остальные величины известны из золотниковой диаграммы.

Для того, чтобы не произошел вторичный выпуск пара при движении кромки основного золотника за кромку канала в зеркале, необходимо чтобы

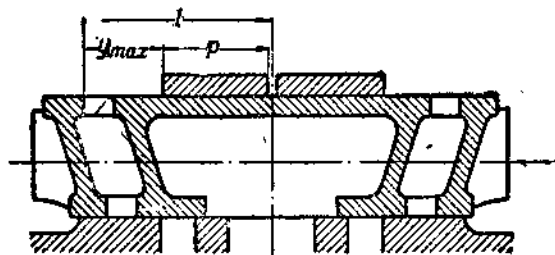
$$n = r_1 + \sigma.$$

Длина основного золотника зависит, главным образом, от величины e — расстояния от середины основного золотника до наружной кромки окна в нем.

Имея в виду, что для максимального наполнения ($y = y_{\max}$) пластинки могут быть совершенно сдвинуты, размер l , как ясно из фиг. 146, определяется суммой p и $y_{\max}$

$$l = y_{\max} + p.$$

Так как описанная конструкция обладает всеми недостатками, свойственными вообще плоским золотникам, золотник Мейера часто выполняют цилиндрическим. Примером может служить конструкция завода Букау в Магдебурге, изображенная на фиг. 147¹.



Фиг. 146. Среднее положение золотника Мейера при минимальной степени наполнения.

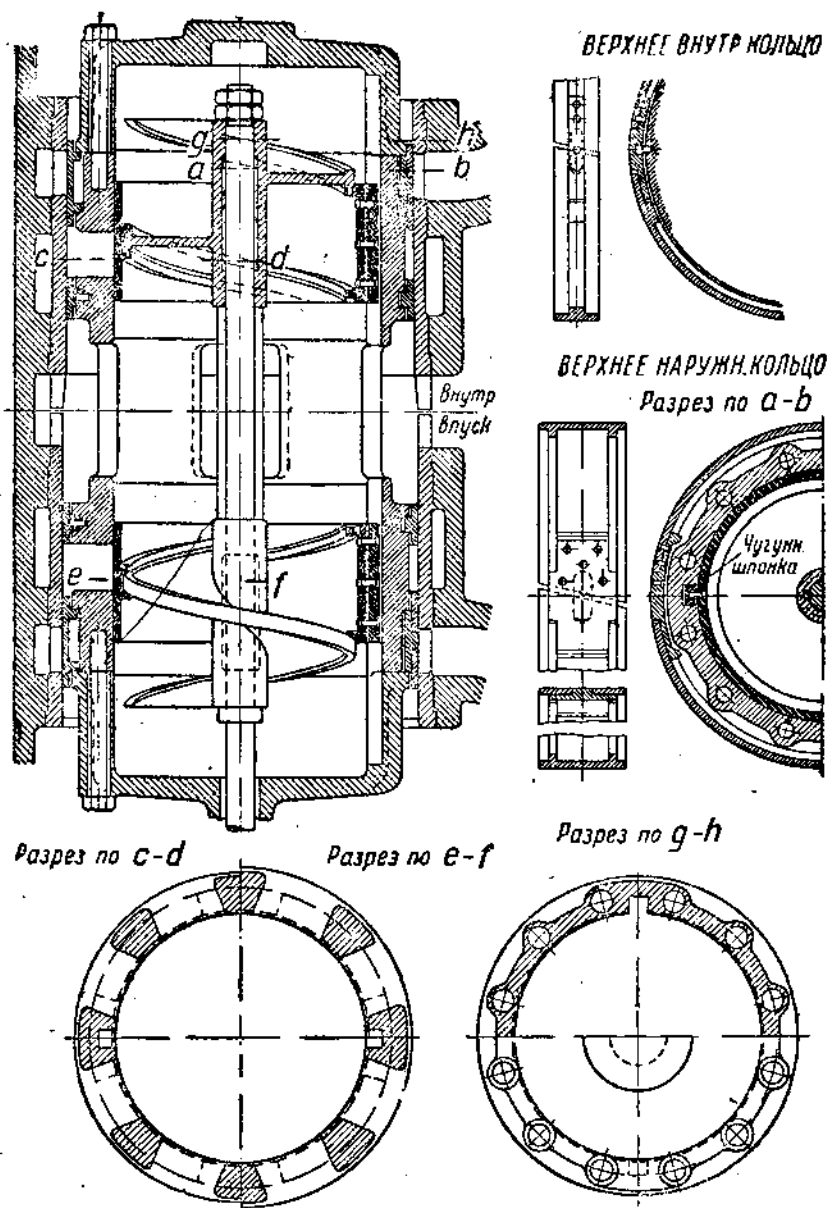
Вращению колец препятствуют штифты $\frac{1}{4}$ дюйма, укрепленные в теле золотника. Косой замок колец во избежание утечки пара через него прикрыт подкладкой так, как это показано с правой стороны фигуры. Нижняя половина золотника имеет диаметр на 10 мм больший, чем верхняя, для удобства вкладывания золотника снизу.

Обе золотниковых втулки вставлены снизу. Сквозь пустотелый шток основного золотника проходит шток расширительного золотника. Последний состоит из двух колец с внутренней резьбой большого диаметра и с большим ходом. От вращения эти кольца удерживаются чугунными шпонками, видимыми как на продольном разрезе золотника, так и на разрезе по ab . Перестановка колец (заменяющих собою пластинки плоского золотника) осуществляется вращением золотникового штока, на который насажен винт с правой и левой резьбой, ход которой составляет 6 дюймов.

При регулировании машины ход пластинки по основному золотнику равен сумме $y_{\max} + y_{\min} = m$. Если шаг винтовой резьбы мы обозначим s , то за один оборот штока пластинки передвинутся на величину s .

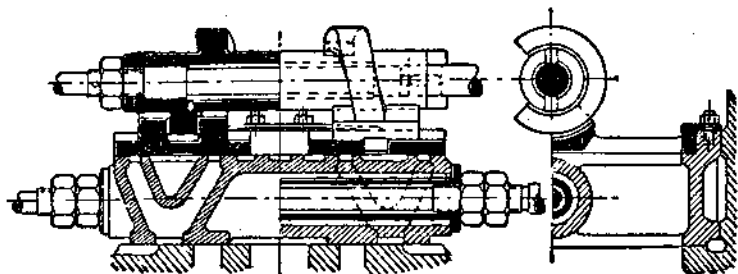
При одноходовой резьбе для изменения наполнения от нулевого до максимального нужно сделать маховичком $\frac{m}{s}$ оборотов.

¹ Заимствована из книги Guteruth, Die Dampfmaschine.



Фиг. 147. Цилиндрический золотник Мейера для вертикальной машины завода Вислаи А. - Г. (Magdeburg).

Так как в конструкциях плоских золотников числитель этого выражения всегда больше знаменателя, то для осуществления пределов регулирования нужно сделать несколько полных оборотов штока. Поэтому привод расширительного золотника от регулятора не всегда может быть легко осуществлен, и часто в парораспределении Мейера регулятором производится дросселирование пара, а степень наполнения устанавливается вручную. Так



Фиг. 148. Золотник Гурауэра.

как увеличение шага винта возможно лишь при одновременном увеличении диаметра винта, то для уменьшения числа оборотов штока и применяют винт со значительно большим диаметром, чем в нормальной конструкции Мейера. На фиг. 148 представлен золотник Гурауэра, отличающийся от рассмотренного еще и тем, что в нем применен двойной впуск пара (одновременно по двум каналам). Как и в золотнике Трика, при этом уменьшаются вдвое эксцентриситет ρ , $U_{\max}$, $U_{\min}$, а следовательно и W . Золотник Гурауэра поэтому может управляться регулятором.

§ 57. Двойной золотник Ридера.

Схема на фиг. 149 представляет собой план золотника Ридера. Каналы в основном золотнике сделаны косые под углом α к горизонтальной оси. Обычно $\alpha = 50^\circ - 60^\circ$.

Так как в золотниковом зеркале каналы расположены перпендикулярно к оси (как показано пунктиром), то окна в теле основного золотника искривляются, как показано в разрезе по ab .

Что касается расширительного золотника, то он представляет собою не две пластинки, как в распределении Мейера, а одну трапецевидной формы с краями, параллельными краям окон.

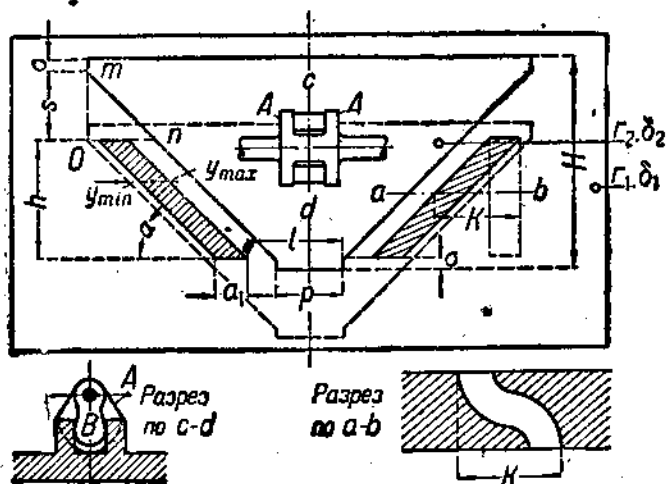
Основной золотник приводится в движение от эксцентрика, имеющего эксцентриситет r_1 и угол опережения δ_1 , а расширительный от эксцентрика — r_2 , δ_2 .

На схеме представлено среднее положение золотников для максимального наполнения.

$U_{\max}$ изображается горизонтальным расстоянием между кромкой расширительного золотника и наружной кромкой окна.

Пластика под действием регулятора может перемещаться в направлении, перпендикулярном к оси золотникового штока. Достигается это при помощи конструкции, схематично изображенной на фиг. 149.

На пластинке имеется два ушка (см. разрез по $c-d$), между которыми проходит золотниковый шток. Последний при своем движении захватывает золотник при помощи сектора A на штоке.



Фиг. 149. Схема плоского золотника Ридера.

Между секторами на штоке насажен кулачок B , поворотом которого можно перемещать пластинку в направлении, перпендикулярном к оси ее движения (на схеме — вверх и вниз).

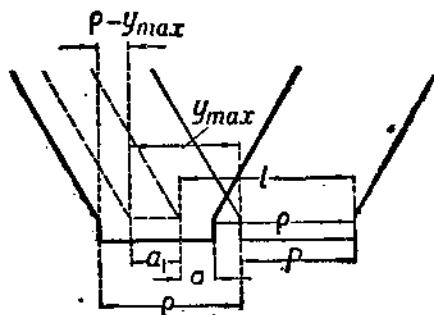
Второе крайнее положение пластинки (для минимального наполнения) изображено пунктиром. При этом пластинка будет перекрывать канал на величину $y_{\min}$.

При нормальном наполнении пластинка находится в некотором среднем положении между обоими начерченными. Небольшого перемещения пластинки достаточно для изменения $y_{\max}$ до $y_{\min}$.

Степень наполнения поэтому может легко устанавливаться в зависимости от нагрузки регулятором.

При проектировании этого паро распределения должны быть определены следующие размеры:

1. Длина нижнего основания трапеции p . На фиг. 150 жирными линиями начерчено мертвое положение при максимальной степени наполнения, когда пластинка сдвинулась относительно основного золотника на



Фиг. 150. Определение размеров золотника Ридера.

величину p . Расстояние между кромкой пластинки в среднем положении и краем окна равно $y_{\max}$; поэтому при мертвом положении кромка пластинки будет отстоять от края окна на величину $p - y_{\max}$.

Ширина окна, которая у нас обозначена a_1 , имеет то же значение по

отношению к цейнеровской диаграмме, что и в парораспределении Мейера. Необходимо, чтобы при мертвом положении пластинки окно было перекрыто с внутренней стороны на некоторую перекрышу безопасности σ (для того, чтобы не произошел выпуск пара с внутренней стороны). Поэтому ширина

$$p = p - y_{\max} + a_1 + z.$$

Величина σ берется в тех же пределах, что и в распределении Мейера.

2. Расстояние l (фиг. 149).

По фиг. 150 легко убедиться, что

$$l = p + \sigma.$$

3. Высота пластинки, которая складывается из следующих частей: из высоты канала h , из перекрыш в верхней и нижней частях трапеции, каждая высотой z , и, наконец, из отрезка s . Величина последнего легко определяется из треугольника *отн*:

$$s = on \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

или

$$s = (y_{\max} + y_{\min}) \operatorname{tg} \alpha.$$

Таким образом высота пластинки

$$H = h + (y_{\min} + y_{\max}) \operatorname{tg} \alpha + 2z.$$

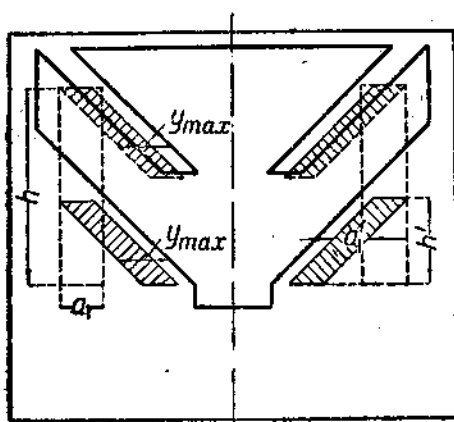
Для уменьшения размеров золотника, а также и перемещения расширительного золотника при регулировании, обычно на верхней плоскости основного золотника делают не два, а четыре

или шесть окон (по два или по три с каждой стороны), в соответствии с чем и в пластинке делаются два или четыре прореза.

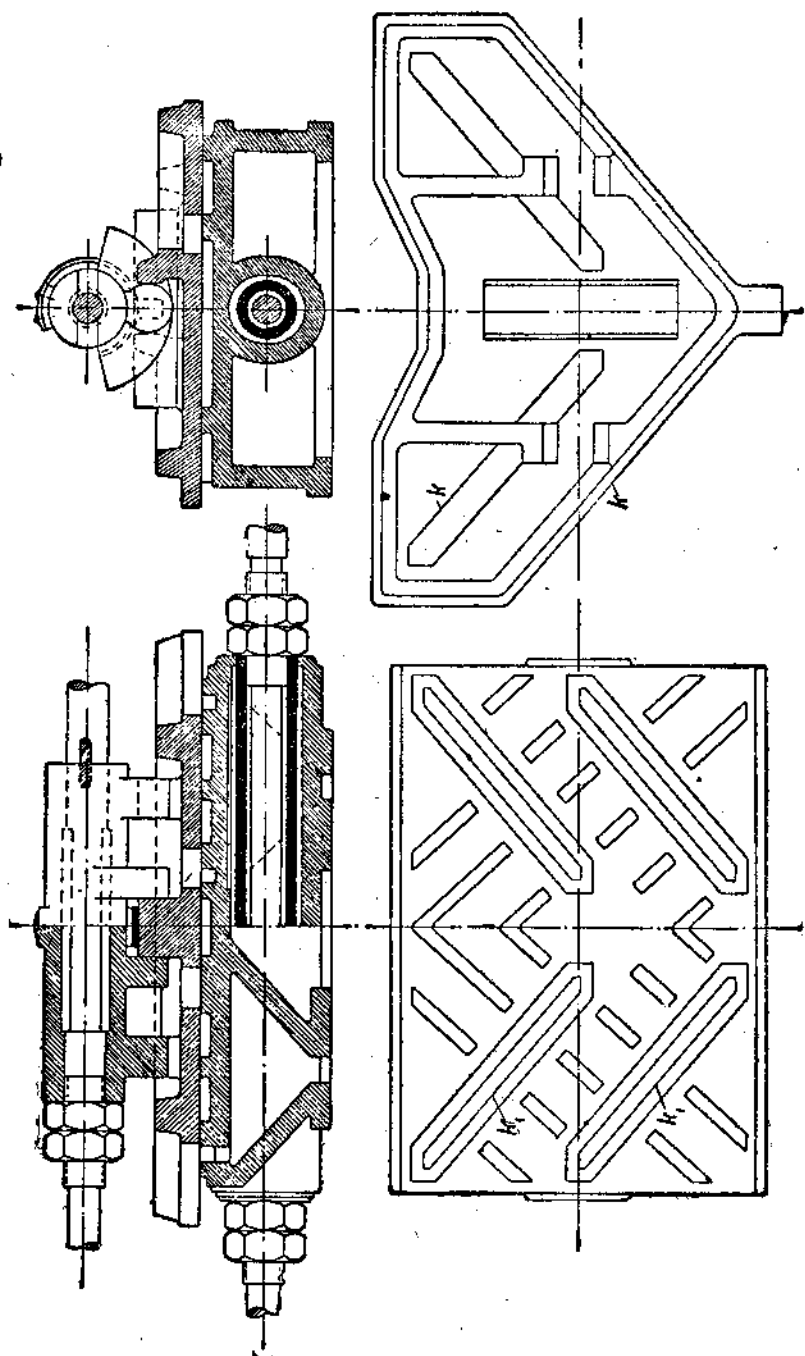
Схема расположения таких золотников (в плане) для максимальной степени наполнения показана на фиг. 151.

Пунктиром намечен нижний контур окон в основном золотнике: оба окна шириной a_1 и высотой h сходятся внизу в одно окно шириной a_2 и высотой h . При расчете необходимо вычисленную площадь сечения f приравнять с одной стороны $a_1 h$, а с другой — $2a_1 h'$. Конструктивное выполнение такого золотника Ридера представлено на фиг. 152 и не требует особых пояснений.

Золотник Ридера в такой форме, как он описан, т. е. в виде плоского золотника, может применяться лишь для небольших давлений пара вследствие его неуравновешенности. Пар прижимает золотник к зеркалу, и для перемещения золотника приходится затрачивать значительное усилие, связанное также с необходимостью применять регулятор большой силы. Обычно плоские золотники Ридера применяют до давлений пара в 8 ат и то лишь



Фиг. 151. Схема золотника Ридера с разделенными каналами.



Фиг. 152. Плоский проволока Ригера с разъемными ребрами.

в небольших машинах. Пар при этом может применяться только насыщенный, так как от высокой температуры перегретого пара золотники коробытятся.

Для уменьшения усилия, прижимающего расширительный золотник к основному, первый из них выполняют полужилиндрическим, т. е. свертывают в цилиндр так, как показано на фиг. 153.

Угол φ , на протяжении которого расположен канал в основном золотнике, делают меньше 180° .

Обычно

$$\varphi = 180^\circ - 2 \cdot 15^\circ = 150^\circ.$$

При диаметре золотника d и длине канала h получается зависимость

$$h = \pi d \frac{150}{360},$$

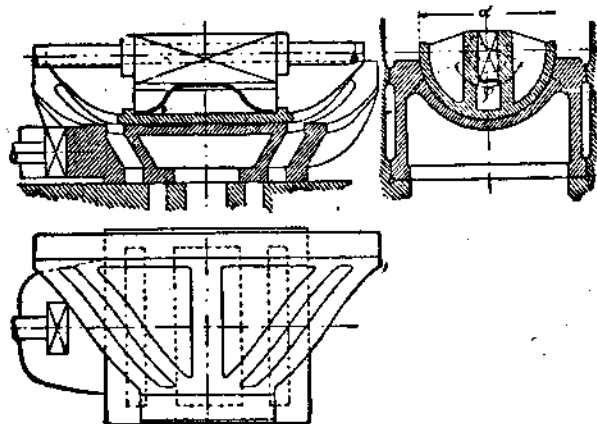
$$d = \frac{360 h}{150 \pi} = 0,75 h.$$

Шток расширительного золотника при изменении степени наполнения от максимума до минимума должен повернуться на угол

$$\gamma = \frac{s}{\pi d} \cdot 360.$$

Для удобства конструирования передачи от регулятора стараются получить $\gamma < 60^\circ$.

Расширительный золотник уравновешен полностью в конструкции, изображенной на фиг. 154,



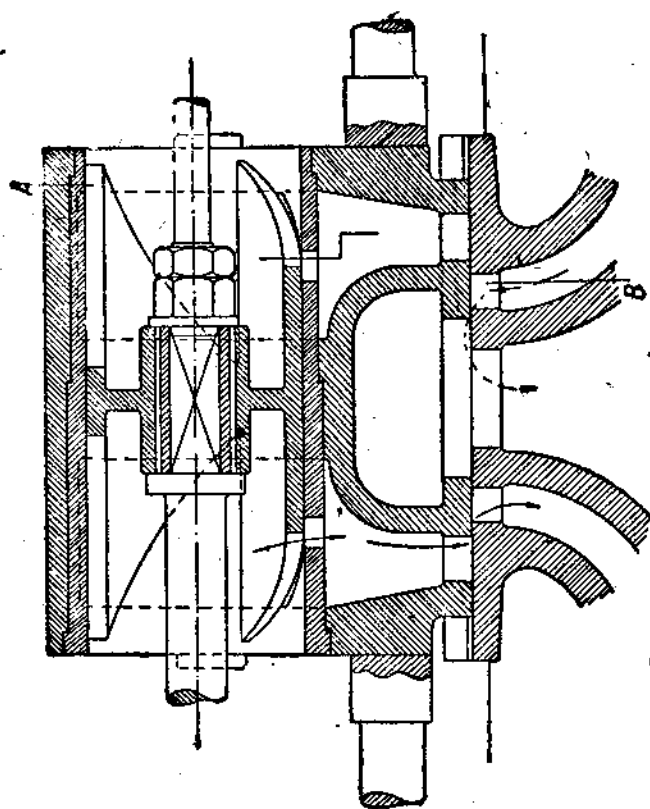
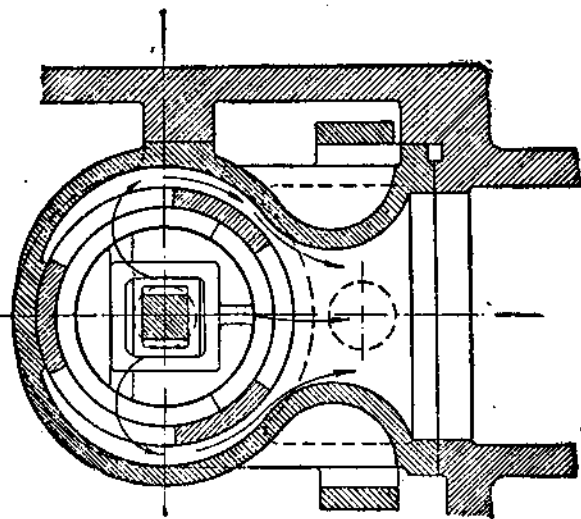
Фиг. 153. Полуцилиндрический золотник Ридера.

где внутри основного золотника, перемещающегося по плоскому зеркалу, находится расширительный золотник цилиндрической формы. Развертка его представлена на фиг. 155 и представляет собой ряд трапеций, в соответствии с числом которых прорезается необходимое число окон в основном золотнике. Последние на фиг. 155 заштрихованы.

Сплошными линиями вычерчена развертка расширительного золотника для максимального наполнения, пунктиром — для минимального. Высота каждой трапеции должна быть взята.

$$h + s + \sigma,$$

Разрез по АВ



Фиг. 154. Система Ридера с цилиндрическим расширяющимся золотником.

высота всей развертки

$$\pi d = n(h + s + \sigma),$$

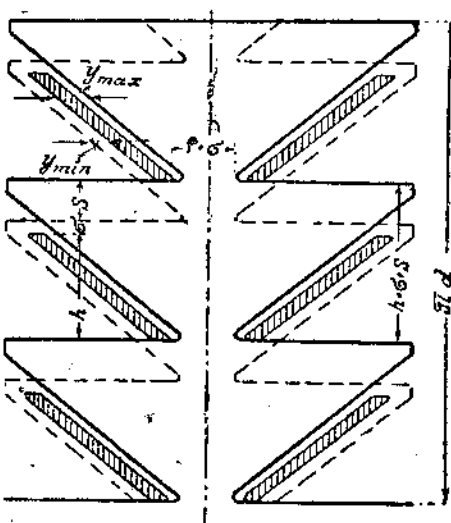
где n — число трапеций.

Вполне разгруженным является цилиндрический золотник Ридера, примеры конструкции коего (с внутренним впуском пара) даны на фиг. 156 и 157.

Основной золотник снабжается обычно пружинящими кольцами. Шток этого золотника делается иногда трубчатого сечения, и сквозь него проходит шток расширительного золотника.

Развертка левой части золотника (в его среднем положении) представлена на фиг. 158.

Окна в основном золотнике заштрихованы. Окна в расширительном золотнике вычерчены сплошными линиями для максимального наполнения,



Фиг. 155. Развертка золотника (к фиг. 154).

расширительного золотника из среднего положения к моменту начала впуска должен равняться отрезку q , получаемому из цейнеровской диаграммы. Поэтому расстояние kl должно быть равно q .

Легко видеть, что

$$a_2 = q - a_1 + y_{\max}.$$

Высота развертки

$$\pi d = n(u + a_2) \operatorname{tg} \alpha,$$

где n — число каналов.

Минимальный диаметр расширительного золотника d определяется из условия свободного прохода пара сквозь золотник. Необходимо, чтобы

$$\frac{\pi d^2}{4} - \left[\frac{\pi d_1^2}{4} + x b (d - d_1) \right] = f,$$

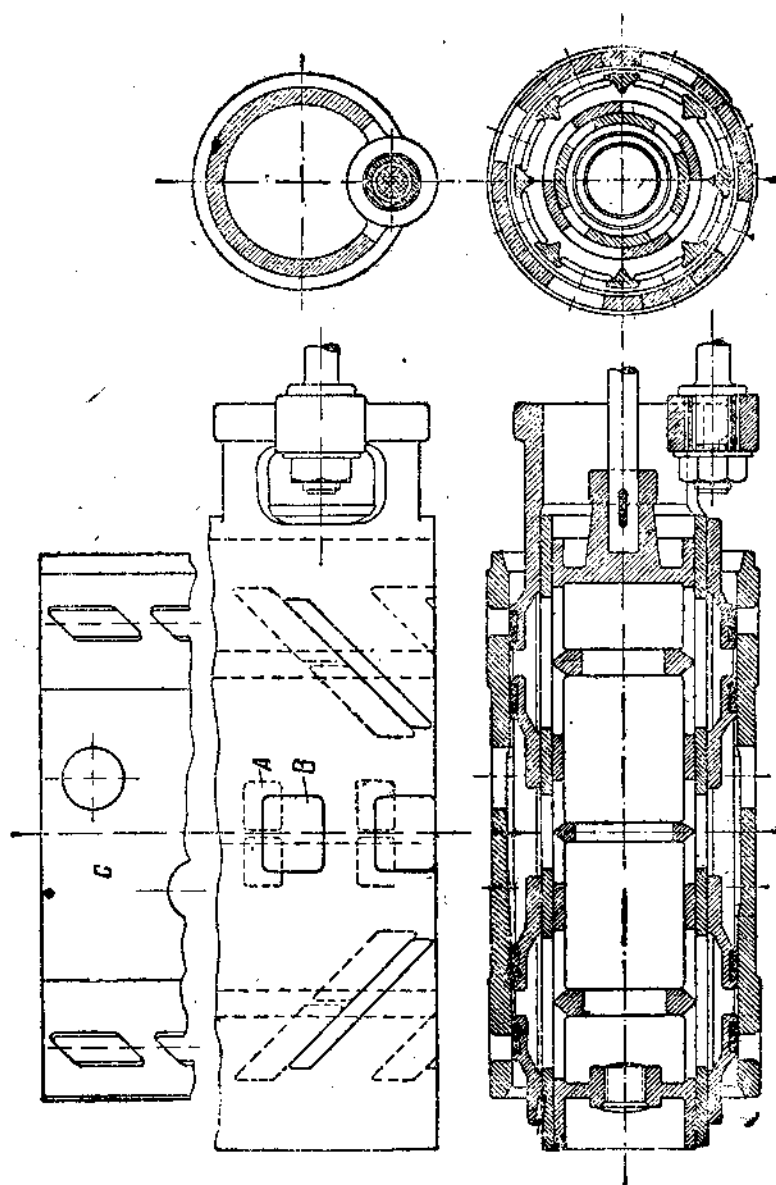
пунктиром — для максимального. Угол наклона окон α берется в этой конструкции $30-40^\circ$.

Расстояние u между окнами расширительного золотника должно составлять (складывая последовательно отрезки, из которых оно складается):

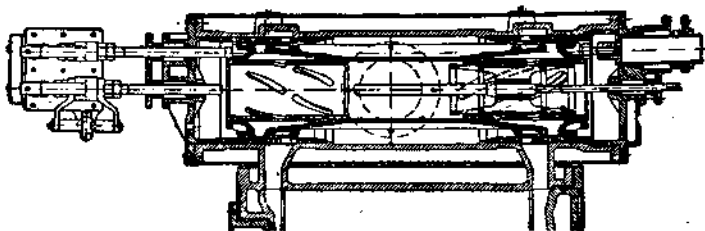
$$u = y_{\min} + a_1 + r + s.$$

Ширина окна a_2 должна быть выбрана так, чтобы при установке на максимальное наполнение кромка CD , двигаясь справа налево, открывала канал в основном золотнике не позже момента предварения впуска (луч OA на диаграмме Цейнера фиг. 159).

Считая, что открытие кромкой CD начнется при некотором положении кривошипа OB , мы приходим к заключению, что сдвиг



Фиг. 156. Цилиндрический золотник Ридера.



Фиг. 157. Цилиндрический золотник Ридера.

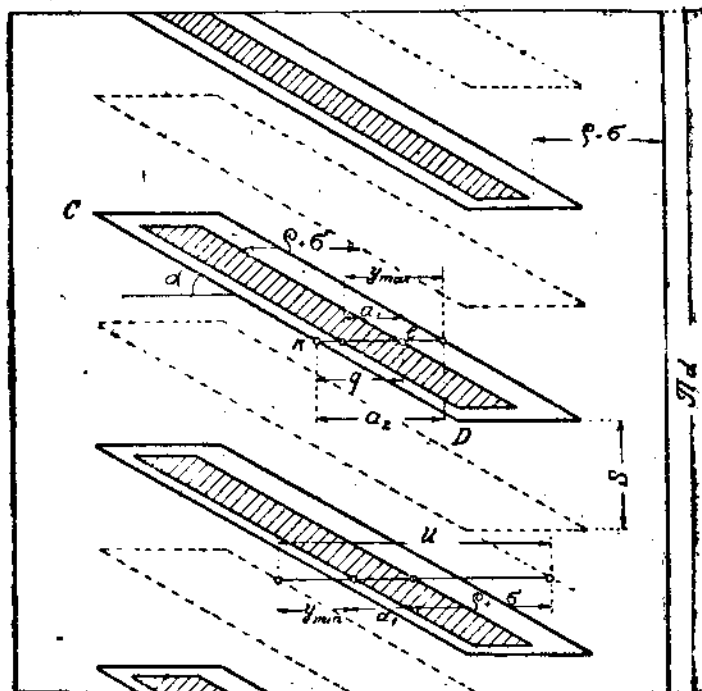
где обозначают:

d_1 — диаметр втулки золотника,

x — число радиальных ребер золотника,

b — толщина ребра,

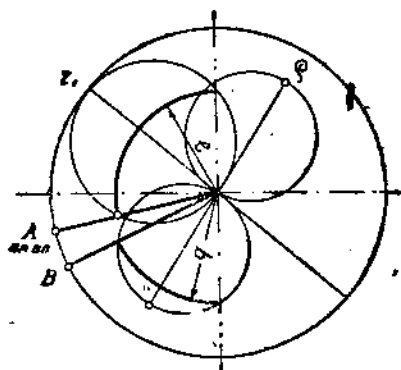
f — необходимое сечение для прохода пара ($f = \frac{F_{cm}}{w}$).



Фиг. 158. Развертка золотника (к фиг. 157).

Левая часть уравнения представляет собою свободное сечение для прохода пара (за вычетом сечения втулки и ребер).

Следует отметить, что при минимальном наполнении окна расширительного золотника, перемещаясь вправо и влево, не захватывают по всей вы-



Фиг. 159. Определение размера ϕ .

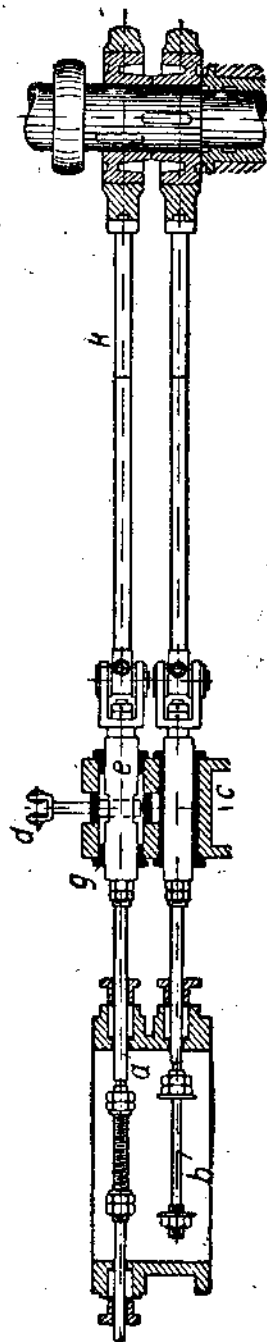
соте каналов основного золотника. Происходящее при этом дросселирование пара во время холостого хода машины, конечно, никакого значения не имеет.

Общее расположение привода к распределению Ридера показано на фиг. 160.

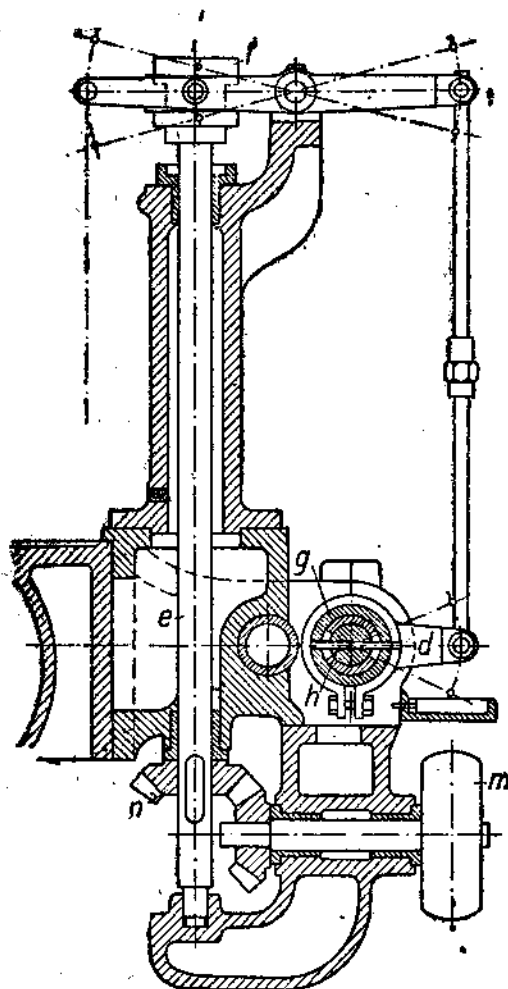
Шток a соединен с расширительным золотником, шток b — с основным. Оба штока имеют направление в кронштейне c , причем здесь же шток расширительного золотника подвергается воздействию регулятора.

Регулятор находится на вертикальном валике e (фиг. 161) и приводится от коренного вала машины ременной передачей от шкива m и коническими зубчатками l . При изменении нагрузки, а следовательно и числа оборотов, муфта регулятора f , поднимаясь или опускаясь, поворачивает рычажок d (см. также фиг. 160). Последний плотно охватывает втулку g , имеющую продольный прорез с обеих сторон. Втулка g и рычажок d изображены отдельно на фиг. 163 в перспективе.

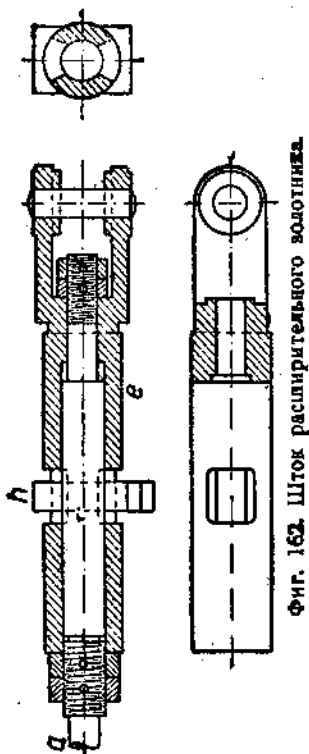
Золотниковый шток в месте прохода его через кронштейн c представлен в разрезе на фиг. 162. Поперек штока вставлена чека h (см. также фиг. 160 и 161), движущаяся в прорезе втулки g . При поворачивании рычага d последний силой трения захватывает втулку g , а вместе с ней золотниковый шток. Эксцентриковая тага k (фиг. 160) при этом не вращается, так как с золотниковым штоком она соединена при посредстве обоймы e (фиг. 162), остающейся на месте при вращении штока.



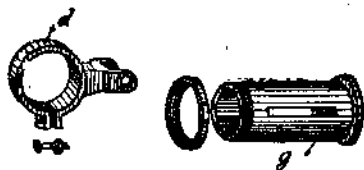
Фиг. 160. Привод золотника Ридера.



Фиг. 161. Привод от регулятора к штоку расширительного золотника.



Фиг. 162. Шток расширительного золотника.



Фиг. 163. Детали привода расширительного золотника.

§ 58. Двойные золотники с переменным эксцентриситетом расширительного эксцентрика.

В этом параграфе мы рассмотрим двойные золотники, у которых эксцентриситет r_2 и его угол опережения δ_2 могут изменяться, величина же y остается постоянной:

$$y = \text{const.}$$

При изменении эксцентриситета и угла опережения расширительного эксцентрика изменяется степень наполнения машины.

Рассмотрим кривошипную диаграмму такого распределения. Когда главный кривошип находится в левом мертвом положении (OK —фиг. 164), основной эксцентриситет r_1 опережает вертикальный диаметр на угол δ_1 , а расширительный эксцентриситет r_2 — на угол δ_2 . Относительный сдвиг золотника измеряется при помощи эксцентриситета ρ , являющегося стороной параллелограмма, в котором r_1 служит другой стороной, а r_2 — диагональю.

Положим, что r_2 может изменяться под действием плоского регулятора, причем центр расширительного эксцентрика перемещается по некоторой кривой BC — кривой вершин для данной системы.

Если под действием регулятора центр расширительного эксцентрика перейдет в точку C , то новый эксцентриситет будет равен r'_2 , при угле опережения δ'_2 .

Пользуясь тем же правилом параллелограмма, найдем новое значение для ρ :

$$OE = \rho'.$$

Легко доказать, что ρ перемещается по кривой DE , параллельной кривой вершин BC . Таким образом в результате изменения эксцентриситета и угла опережения расширительного эксцентрика изменяется относительный эксцентриситет, который и влияет на момент отсечки.

При исследовании этого распределения по диаграмме Цейнера будем считать заданными все элементы золотника и эксцентриков.

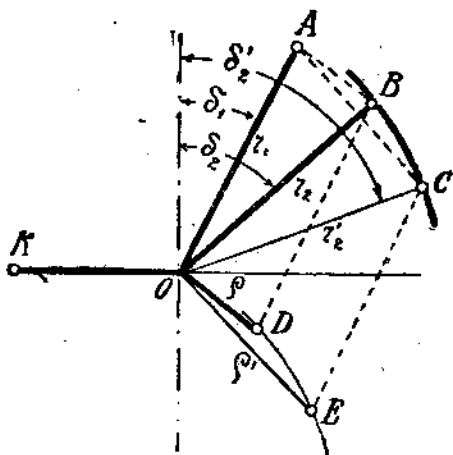
Пользуясь величинами r_1 и δ_1 , опишем цейнеровские окружности для основного золотника (фиг. 165). Проведя дуги внешней и внутренней перекрыш, определим положение кривошипа при предварении впуска, предварении выпуска и начале сжатия, а также в момент отсечки основным золотником.

Отложим под соответственными углами опережения максимальное и минимальное значения расширительного эксцентриситета $r_{2\max}$ и $r_{2\min}$ и построим заданную кривую вершин (линия, соединяющая концы эксцентриситетов, r_2).

Построим параллелограм, в котором диагональю служит $r_{2\max}$, а одной из сторон — r_1 .

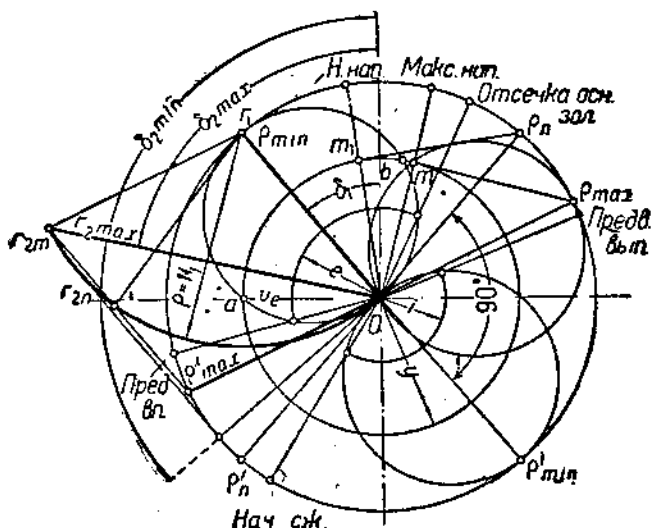
Вторая сторона этого параллелограмма представляет собой относительный эксцентриситет $\rho_{\max}$ (ρ , соответствующее $r_{2\max}$); продолжим его в верхнюю полуокружность и опишем на нем цейнеровскую окружность. Радиусом, равным y (которое нам задано), опишем окружность из центра диаграммы. Пересечение этой окружности с относительной цейнеровской окружностью в точке a мы найдем положение кривошипа для момента отсечки расширительного золотником.

Легко убедиться, что при заданных пределах изменения r_2 эта степень



Фиг. 164. Кривошипная диаграмма.

золотника. Угол между этими двумя положениями делим пополам и находим направление диаметра (угол опережения δ_1) основных цейнеровских окружностей. Очерчиваем обе эти окружности. Пересечением нижней цейнеровской окружности с положениями кривошипа для предварения выпуска и для начала сжатия определяется величина внутренней перекрыши L .



Фиг. 166. Определение размеров двойного золотника с переменным расширительным эксцентриситетом.

Пересечением кривошипа в момент предварения выпуска с верхней окружностью определяется величина внешней перекрыши ϵ . Проводим дугу внешней перекрыши и находим момент отсечки основным золотником.

Отметим положение кривошипа для выбранной максимальной степени наполнения. Далее выберем размер y , который при этой системе золотников является величиной постоянной.

Интересным является случай, когда

$$y = e + \sigma_a$$

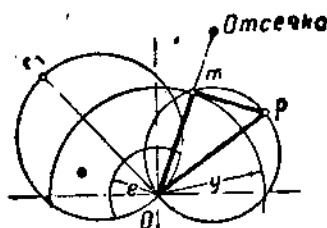
т. е. окружность радиуса y пройдет через точку a .

Из фиг. 167 следует, что положение кривошипа в момент отсечки двойным золотником образует прямоугольный треугольник Omr , где

$$Om = y,$$

а угол при точке m , как опирающийся на диаметр, равен 90° .

Таким образом, если известны величина y и направление кривошипа в момент отсечки, то конец эксцентриситета p должен лежать на перпендикуляре, восстановленном из точки m . Возвращаясь к нашей диаграмме на



Фиг. 167. Определение эксцентриситета p .

фиг. 166, мы приходим к заключению, что для нахождения $\rho_{\max}$ нужно восстановить перпендикуляр из m — точки пересечения кривошипа при максимальном наполнении с окружностью y . Вопрос теперь сводится к выбору длины этого перпендикуляра.

Примем, как это часто встречается, $\rho = r_1$, т. е. перпендикуляр продолжим до пересечения с окружностью вращения кривошипа в точке $\rho_{\max}$. Соединяя эту точку с центром диаграммы, находим относительный эксцентриситет $\rho_{\max}$, соответствующий максимальной степени наполнения. Направление $\rho_{\max}$ продолжим в нижнюю полуокружность до точки $\rho'_{\max}$. Сложим эксцентриситеты $\rho'_{\max}$ и r_1 по правилу параллелограмма и таким образом определим расширительный эксцентриситет $r_{2\max}$ и его угол опережения $\delta_{2\max}$.

Определим теперь величину и направление расширительного эксцентриситета r_2 для нормальной степени наполнения.

Способ построения аналогичен вышеизложенному. Отметим пересечение линии нормального наполнения с дугой y — точку m_1 , восставим из этой точки перпендикуляр к линии Om_1 до пересечения с окружностью вращения кривошипа в точке ρ_1 (принимая попрежнему $\rho = r_1$, что, конечно, необязательно).

Эксцентриситет ρ_1 продолжаем в нижнюю полуокружность до точки ρ'_1 . Сложив ρ'_1 и r_1 по правилу параллелограмма, определяем r_{2n} (положение эксцентриситета r_{2n} можно не чертить). Таким образом мы нашли вторую точку кривой вершин. Легко сообразить, что точки r_{2n} и $r_{2\max}$ лежат на дуге круга, описанного из точки r_1 радиусом $\rho = r_1$, потому что оба параллелограмма представляют собой ромбы со стороной r_1 ; следовательно

$$\overline{r_1 r_{2n}} = \overline{r_1 r_{2\max}}.$$

Эта дуга и представляет собой кривую вершин данного парораспределения.

Кривая вершин в этом случае пройдет через центр диаграммы, потому что расстояние до него от центра дуги равно r_1 .

Теперь остается только отметить минимальную степень наполнения. В разбираемом случае она будет иметь место при $r_2 = 0$. Величина r_2 , как диагональ параллелограмма со сторонами r_1 и ρ' , может равняться нулю лишь в том случае, когда ρ' явится продолжением r_1 . Поэтому $\rho_{\min}$ должно совпадать с r_1 , и положение кривошипа в момент отсечки мы найдем при пересечении окружности, описанной на $\rho_{\min}$ (r_1) с окружностью радиуса y (точка a). Отсечка для минимальной степени наполнения происходит при мертвом положении поршня¹.

Таким образом для осуществления намеченных пределов регулирования мы должны иметь постоянные r_1 и δ_1 , эксцентриситет же расширительного золотника изменять от $r_{2\max}$ до нуля с перестановкой угла опережения от δ_2 до $\delta_{2\min}$ (последний угол определяется линией, касательной к окружности для $\rho_{\min}$, r_1).

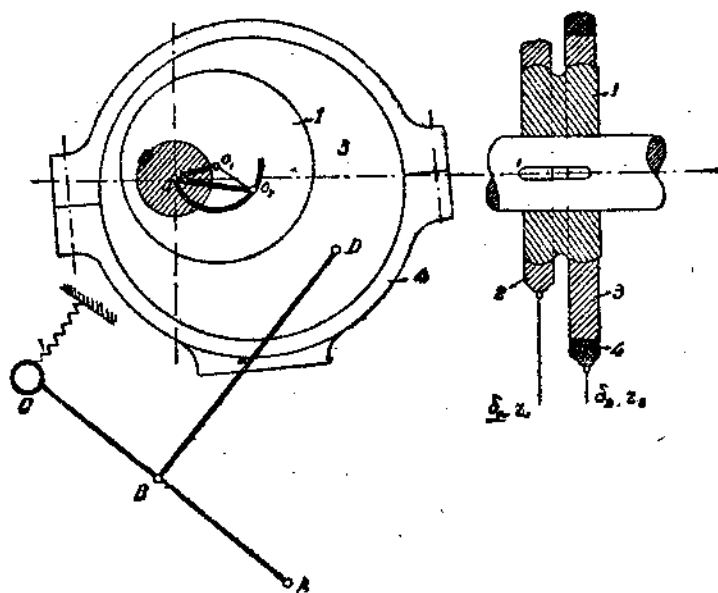
¹ Отметим, что при размерах золотника, соответствующих фиг. 166, минимальная степень наполнения должна быть взята больше вышеуказанной, так как при $\rho = \rho_{\min}$ отсечка расширительным золотником произойдет при мертвом положении поршня, а в точке b окно в основном золотнике вновь откроется; произойдет вторичный выпуск, продолжающийся до момента отсечки основным золотником.

Конструкцию разобранного распределения можно осуществить так, как схематически показано на фиг. 168.

На валу машины заклинен эксцентриковый диск 1, имеющий эксцентриситет $r_1 = OO_1$ и угол опережения δ_1 .

Хомут 2, охватывающий этот диск, приводит в движение основной золотник. На этом же диске, имеющем двойную ширину против нормального, надет второй эксцентриковый диск 3, центр которого находится в точке O_2 , причем расстояние

$$O_1O_2 = r_1 = OO_1.$$



Фиг. 168. Схема расположения эксцентриков.

Если наружный эксцентриковый диск мы будем вращать по внутреннему диску, то точкой O_2 будет описана окружность вокруг точки O_1 , причем эта окружность пройдет через точку O и представит собою кривую вершин данного парораспределения.

Результирующий эксцентриситет всей системы представляется отрезком OO_2 . Это есть не что иное, как величина r_2 на цейнеровской диаграмме. Когда центр O_2 совпадает с точкой O , то $r=0$, что соответствует минимальной степени наполнения.

Диск 3 охвачен хомутом 4, который приводит расширительный золотник. Поворот наружного эксцентрикового диска может быть осуществлен плоским регулятором, груз которого схематически изображен в точке C на рычаге AC .

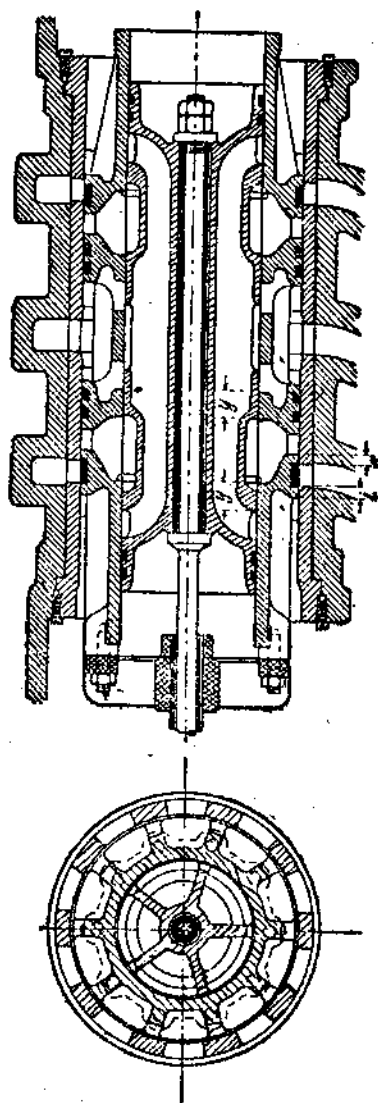
При увеличении числа оборотов машины (что происходит при разгрузке

ее) груз C под действием центробежной силы откидывается, растягивая пружину регулятора, точка B перемещается по дуге круга вокруг точки A , тяга BD поворачивает наружный эксцентриковый диск, уменьшает r_2 , а вместе с ним и степень наполнения.

При увеличении нагрузки машины число оборотов ее уменьшается, пружина регулятора преодолевает центробежную силу груза и приводит его к внутреннему положению. Тяга BD поворачивает диск в обратную сторону, увеличивая эксцентриситет r_2 и степень наполнения.

Во всей системе эксцентриков и регулятора неподвижной является лишь точка O , а все остальные части вращаются вокруг нее.

Точка опоры груза A находится на кожухе регулятора, вращающегося вместе с валом.



Фиг. 169. Золотник Штейна.

§ 59. Золотник Штейна.

В тех случаях, когда у отрицательно (т. е. при среднем положении расширительный золотник держит окна в основном золотнике открытыми), а также в тех случаях, когда у положительного, но меньше $r_{\min}$, абсолютно нулевое наполнение достигнуто быть не может. Объясняется это тем, что в известные моменты окно в основном золотнике заполняется паром, и этот пар переходит в цилиндр машины, хотя бы момент отсечки расширительным золотником совпадал с моментом начала впуска.

Для быстроходных машин с конденсатором, работающих паром высокого давления, которые особо чувствительны к разбегу при холостом ходе, вполне целесообразно применять золотники, в которых положительная перекрыша у больше относительного эксцентриситета $r_{\min}$ при минимальном наполнении.

Такая конструкция двойного золотника с переменным расширительным

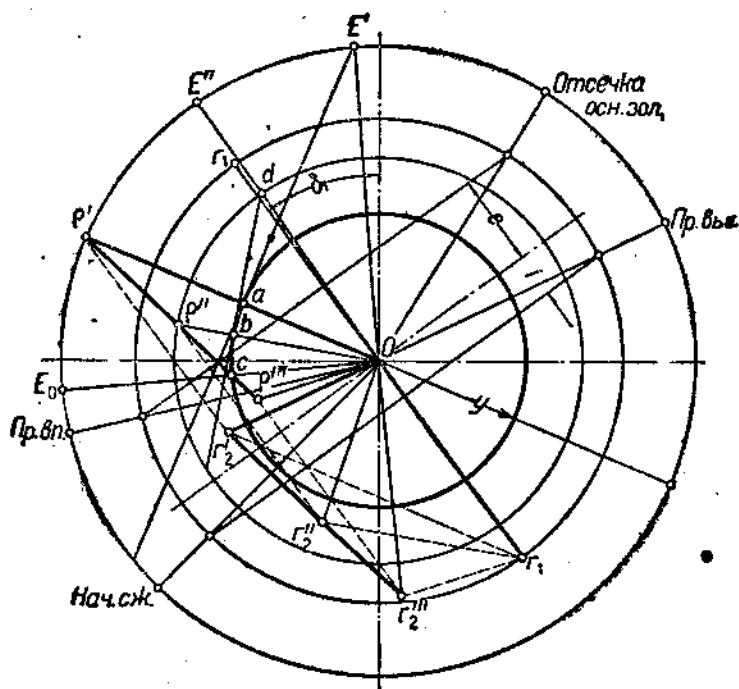
эксцентриситетом предложена инж. Штейном и изображена на фиг. 169.

Оба золотника, основной и расширительный, сконструированы как поршневые золотники с внутренним впуском пара.

В среднем положении расширительный золотник, снабженный каналом

Трика, перекрывает окно в основном золотнике на величину y . Поэтому во время впуска в левую полость расширительный золотник сдвинут относительно основного вправо на величину $\xi_2 > y$. Впуск пара в цилиндр начинается при сдвиге основного золотника влево на величину e , а выпуск — при сдвиге его вправо на величину i . Благодаря внутреннему впуску пара дейнеровские окружности этого парораспределения, верхняя и нижняя, меняются своими знаками, эксцентрики же должны быть заклинены так, чтобы они отставали на угол $90^\circ - \delta$ от кривошипа (§ 46).

На фиг. 170 приведена диаграмма Мюллера для золотника Штейна.



Фиг. 170. Диаграмма Мюллера для золотника Штейна.

Окружность основного золотника, описанная радиусом r_1 , указывает при заданных e и i моменты: отсечки основным золотником, предварения выпуска, начала сжатия, предварения впуска.

Расширительный эксцентриситет может изменяться в пределах от r_2' до r_2''' , причем кривая вершин его представляет собою прямую линию. Соединяя концы r_1 и r_2' и дорисовывая параллелограмм, находим относительный эксцентриситет ρ' . Окружность его принята также за окружность вращения главного кривошипа. Для произвольных r_2'' и r_2''' найдены соответствующие ρ'' и ρ''' . Кривая вершин для эксцентриситетов ρ параллельна $r_2' - r_2'''$.

Величина перекрыши y выбрана несколько больше минимального эксцентриситета ρ'' . Для определения наибольшей степени наполнения проведем линию, перпендикулярную Op' на расстоянии y от центра диаграммы; другими словами, — касательную к окружности y через точку a . OE' яв-

ляется положением кривошипа при максимальном наполнении. Если расширительный эксцентриситет увеличится до r_2'' , а относительный уменьшится до r'' , то касательная в точке b пересечет мюллеровскую окружность для r'' в точке d ; поэтому степень наполнения будет отмечена положением кривошипа OE'' . При эксцентриситете r''' окно в основном золотнике не будет открываться совершенно, так как $r''' < y$. Абсолютное нулевое наполнение будет иметь место при величине относительного эксцентриситета $0e$, причем точка e определяется пересечением окружности y с кривой вершин для r . Для безопасности обычно выбирают r_{min} на 2÷3 мм меньше y .

Возвращаясь к конструкции золотника Штейна, следует отметить, что он вполне уравновешен, прост и надежен в работе. Золотник этот с успехом можно применять в машинах для высокого давления и высокой температуры пара, в особенности—в вертикальных машинах.

§ 60. Двухкамерные золотники.

Эта система золотников является видоизменением двойных золотников: расширительный золотник перемещается здесь не по основному, а по подвижному золотниковому зеркалу; в последнем прорезаны окна, направляющие пар в коробку основного золотника.

Примером конструкции может служить цилиндрический двухкамерный золотник Дэрфелл, изображенный на фиг. 171.

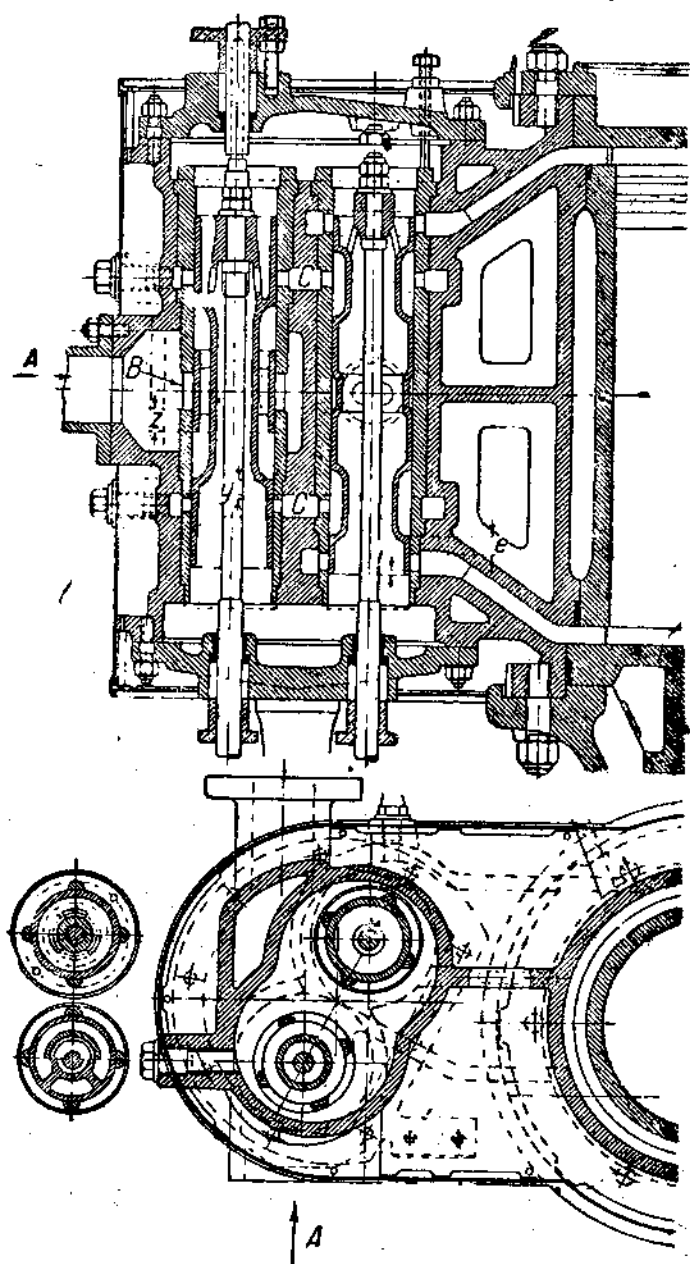
Оба золотника — основной на чертеже справа и расширительный слева — работают с внутренним впуском пара. Пар входит через трубу A в левую золотниковую коробку. Окна B открыты лишь во время периода впуска; в остальное время прикрывающий их кольцеобразный прилив золотника препятствует утечке пара через неплотности. Через каналы C пар входит в коробку основного золотника и при сдвиге последнего на величины перекрыш e попадает в цилиндр.

Основной золотник управляет независимо от расширительного предварением впуска, предварением выпуска и началом сжатия пара. Он же устанавливает максимальную степень наполнения. Расширительный золотник, находящийся под действием плоского регулятора, управляет лишь моментом отсечки. Последняя наступает при закрытии золотником каналов C (золотник при этом находится на расстоянии y от среднего положения).

Относящаяся к этому парораспределению золотниковая диаграмма изображена на фиг. 172.

Основной золотник приводится от эксцентрика с эксцентриситетом r' и постоянным углом опережения. Эксцентриситет расширительного золотника r'' может изменяться в соответствии с жирно начерченной кривой вершин.

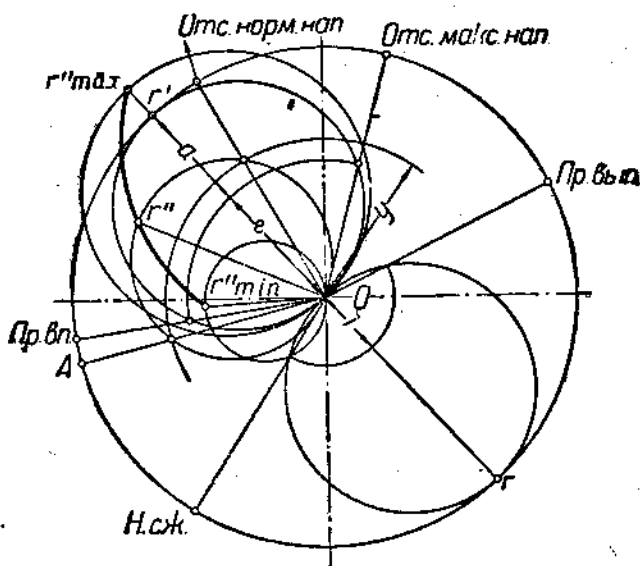
При максимальной степени наполнения расширительный золотник открывает и закрывает каналы в те же моменты, что и основной золотник (это, впрочем, необязательно). При нормальной мощности машины расширительный эксцентриситет равен r'' и открывает канал для впуска пара к основному золотнику при положении кривошипа OA . Минимальная степень наполнения достигается при величине $r'' = y$, абсолютно—нулевая степень наполнения—при $r'' < e$. При этом следует обращать внимание на нера-



Фиг. 171. Двухмерный золотник Дарфеля конструкции Dingler'sche Maschinenfabrik A.-G.

величество перекрыш e (для выравнивания степеней наполнения) и выполнять $r''_{\min}$ меньше, чем наименьшая из перекрыш e .

Величина u делается обычно несколько больше e . Перекрыша z среднего канала (фиг. 171) должна быть миллиметра на 2 меньше, чем u .



Фиг. 172. Диаграмма Цейнера для двухкамерного золотника.

II. КЛАПАННЫЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ.

§ 61. Расположение, конструкция и расчет клапанов.

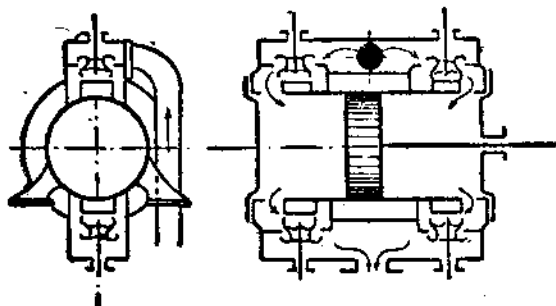
О недостатках золотниковых распределений в своем месте уже указывалось. Плоские золотники в большинстве не уравновешены, склонны к заеданию, не могут работать перегретым паром.

Простые цилиндрические золотники не могут работать с малыми степенями наполнения; двойные цилиндрические золотники обладают сложной

конструкцией, затрудняющей ремонт и уход за машиной.

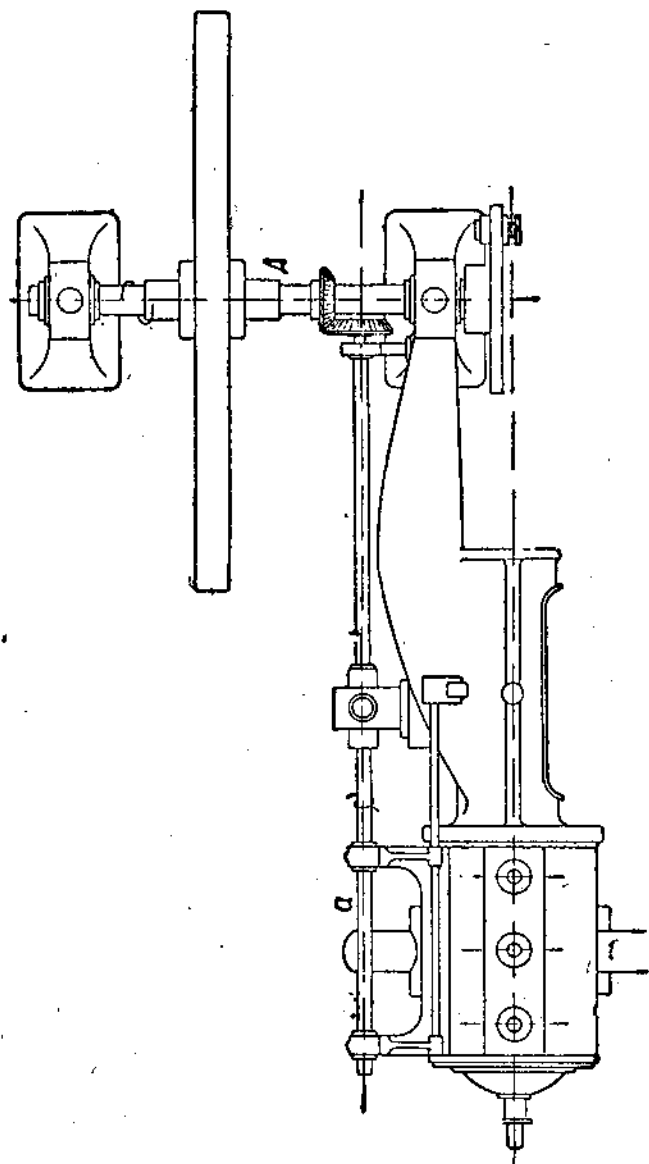
Парораспределение клапанами свободно от большинства этих недостатков и в настоящее время является одним из наиболее распространенных.

Обычно одноцилиндровая машина снабжается 4 клапанами; в каждой полости имеется клапан для впус-



Фиг. 173. Схема расположения клапанов.

ка и клапан для выпуска пара; лишь в машинах Штумпфа, где выпуск производится через окна по середине цилиндра, надобность в выпускном клапане отпадает, и цилиндр обслуживается лишь двумя клапанами.



Фиг. 174. План машины с клапанным широкораспределением.

Расположение клапанов на машине обыкновенно соответствует схеме на фиг. 173.

По краям цилиндра помещаются клапанные коробки: две сверху и две снизу; в верхних коробках находятся клапаны для впуска, а в нижних для выпуска пара. В некоторых случаях клапаны ставятся не на цилиндре, а

в его крышках, причем последние получают значительно более сложную конструкцию, чем обычно.

Эта система, однако, выгодна в смысле обогрева крышки острым паром и в смысле уменьшения вредного пространства, так как длина каналов для подъема и выпуска пара получается незначительной.

Особенно удобно такое расположение клапанов в машинах Штумпфа (фиг. 18), где при наличии лишь одного клапана в крышке легко подвести пар к клапану снизу и попутно хорошо прогреть внутренние стенки крышки.

Привод клапанов, т. е. подъем и опускание их, производится при помощи специальных механизмов, в которых существенную роль играют те же эксцентрики, что и в золотниковом распределении.

Общее расположение привода показано на фиг. 174.

От коренного вала *A* при помощи пары конических зубчатых колес передается вращение распределительному валу *a*, который расположен параллельно оси машины. Передаточное отношение зубчатых колес делается равным 1:1, так что распределительный вал вращается с тем же числом оборотов, что и коренной вал. На распределительный вал насаживаются эксцентрики, которые при помощи специальных механизмов поднимают и опускают клапаны. Эксцентрики для выпускных клапанов расположены рядом с эксцентриками для выпускных клапанов. В некоторых случаях один эксцентрик обслуживает оба клапана. Вместо эксцентриков иногда употребляются кулачные шайбы.

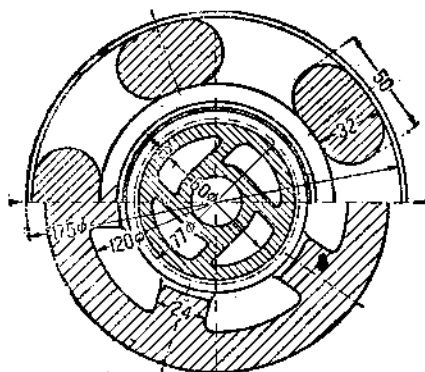
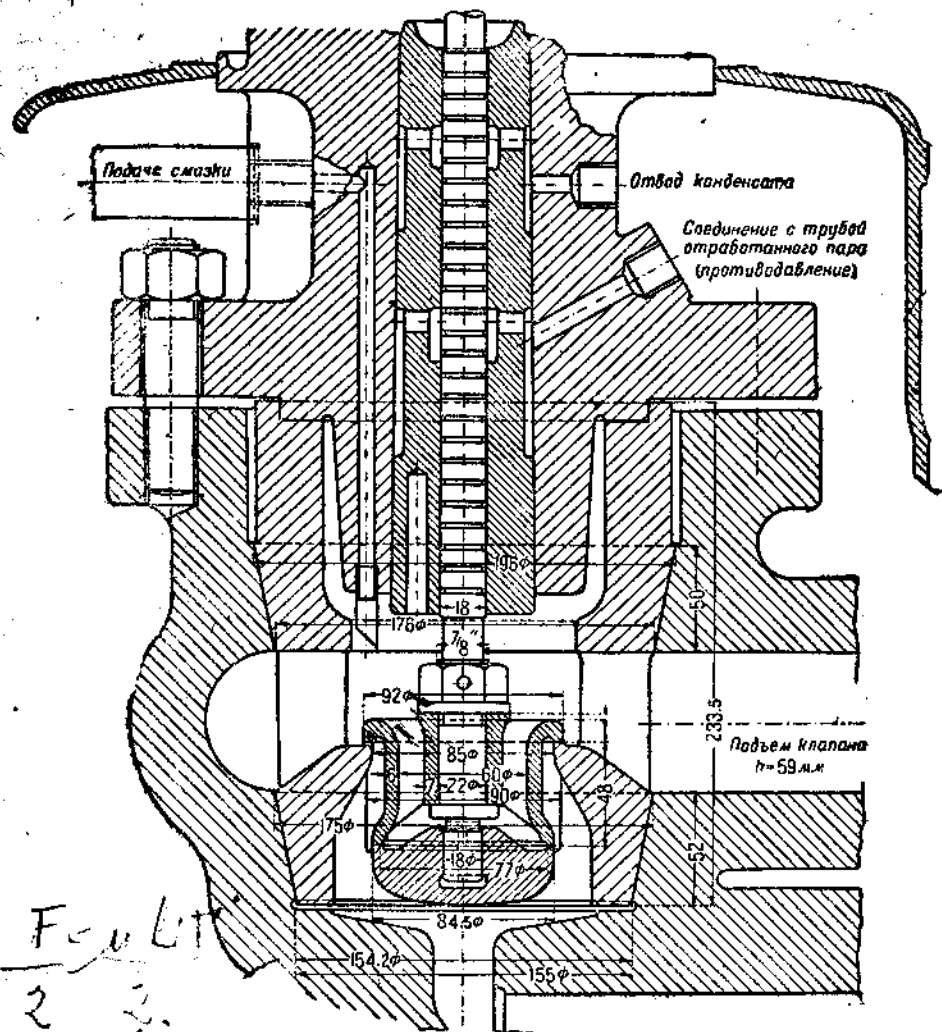
Конструкции клапанов до последнего времени применялись двухседельные, а иногда даже и четырехседельные.

Фиг. 175. Односедельный клапан.

Наиболее простой конструкцией обладает, однако, клапан односедельный — тарельчатый (фиг. 175). Он дает к тому же абсолютную плотность закрывания и мог бы считаться наилучшим органом парораспределения. Однако клапан этот обладает тем недостатком, что он не уравновешен, — на клапан сверху действует давление острого пара, не уравновешенное под клапаном. Поэтому для подъема клапана приходится затрачивать значительное усилие, требующее неконструктивно солидных деталей привода механизма.

В последнее время по проекту проф. Штумпфа построена все же машина с односедельными клапанами. Штумпф делает диаметр клапана по возможности малым, что влечет за собой необходимость значительной высоты подъема. Благодаря высокому сжатию в прямоточных машинах результирующее давление на клапан в момент его подъема невелико. Специально сконструированным приводным механизмом Штумпфу удастся достигнуть большого подъема клапана даже при малых степенях наполнения (§ 73).

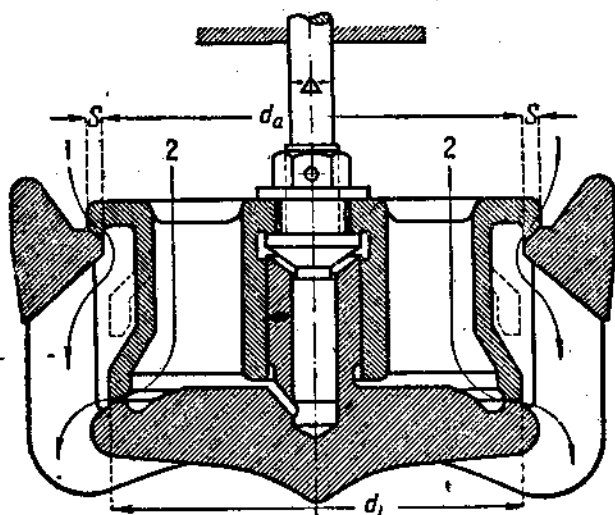
Двухседельный клапан (фиг. 176 и 177) представляет собою тело вращения, соединенное ребрами со втулкой. Клапан опирается на две кольцевые поверхности, которые могут быть образованы или непосредственно в отливке цилиндра или на специальных гнездах, вставляемых в цилиндр.



Фиг. 176. Двухседельный клапан машины высокого давления (40 ат) Брюинского машиностроительного завода.

Применение вставных гнезд вызывается той необходимостью, что клапан, притертый в холодном состоянии, удлиняется при нагреве его паром в большей степени, чем отливка цилиндра, стенки которого гораздо толще тела клапана. Расстояние между опорными поверхностями изменяется, и плотность прилегания клапана нарушается.

Обычно рекомендуется притирку клапана производить в горячем состоянии, но практически это иногда вызывает значительные затруднения. Размеры же вставных гнезд можно подобрать так, что удлинение их будет



Фиг. 177. Двухседельный клапан.

одинаково с удлинением клапана. Из тех же соображений следует высоту клапана делать по возможности малой.

Конструкции с вставными гнездами обладают еще и тем преимуществом, что при ремонте машины их легко проверить на станке, а в случае срабатывания — сменять без больших затрат.

Озорные поверхности клапана делают-ся или горизонтальными или наклонными; в последнем случае они выполняются или па-

раллельно друг другу или сходящимися в общей вершине.

Все эти способы образования опорных поверхностей почти равноценны.

Клапаны всегда делаются чугунными с толщиной стенки $\delta = 5 + 10$ мм. Ширина опорных поверхностей клапана обычно составляет $s = 2 + 4$ мм. По-Грассману

$$\delta = 2 + 0,0025 d (3 + p_1 - p_2),$$

$$s = (0,3 + 0,6) \delta,$$

где $p_1 - p_2$ обозначает наибольшую разность давлений по обе стороны клапана,

$\bar{d}$ — средний диаметр клапана в мм (d_a — на фиг. 177),

δ — получается в мм.

Толщина стенок клапана возле опорных поверхностей делается обычно в 1,5 раза больше.

Если внутренний диаметр верхнего гнезда обозначить d_a , наружный диаметр нижнего гнезда d_i , то d_a делается лишь настолько больше d_i , чтобы клапан можно было вынуть.

Обычно

$$d_a = d_i + (0,5 + 1) \text{ мм}$$

Неуравновешенная площадь клапана составляет:

$$\frac{\pi}{4} [(d_a + 2s)^2 - (d_i - 2s)^2].$$

Разница между диаметрами, впрочем, весьма невелика, так что сила давления пара на неуравновешенную площадь незначительна, и большого усилия для подъема клапана не требуется.

Изображенный на фиг. 178 клапан системы Лентца является вполне уравновешенным, так как в нем $d_a = d_i$. Клапан этот отливается заодно с гнездом так, как показано пунктиром, и затем вырезается при обточке на токарном станке.

Пар проходит в цилиндр через клапан двумя путями: мимо верхнего гнезда под клапан и в то же время сквозь клапан мимо нижнего гнезда. Если клапан поднят над гнездами на величину h , то для прохода пара открыты сечения: $\pi d_a h$ (сверху) и $\pi d_i h$ (снизу).

Обыкновенно при расчете клапана разницей между d_a и d_i пренебрегают и считают средний диаметр равным d . В таком случае при подъеме клапана на величину h для прохода пара можно считать открытой площадью $2\pi d h$.

Клапан должен иметь вполне надежное направление. В той конструкции, которая изображена на фиг. 177, дается двойное направление: с одной стороны втулка клапана охватывает выступающую часть нижнего гнезда, а с другой — в эту же выступающую часть входит продолжение клапанного штока. Независимо от этого шток имеет направление и над клапаном.

Диаметр штока

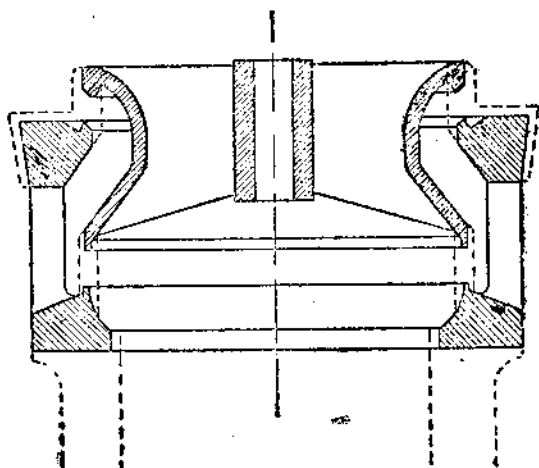
$$d = 10 + 25 \text{ мм.}$$

Втулка клапана соединена с телом его при помощи ребер. Ребра эти могут быть расположены или радиально или тангенциально (фиг. 176).

Вторая схема является для высоких температур пара более рациональной, так как при расциривании ребра стремятся как бы повернуть клапан вокруг его втулки, в то время как при радиальном направлении ребер они способствуют превращению круглого сечения клапана в многогранное.

Для достижения абсолютной плотности запираания клапаном при любых температурах Штумпф предложил конструкцию пружинящего клапана, представленной на фиг. 179.

В этом клапане разность между диаметрами d_a и d_i значительно больше,

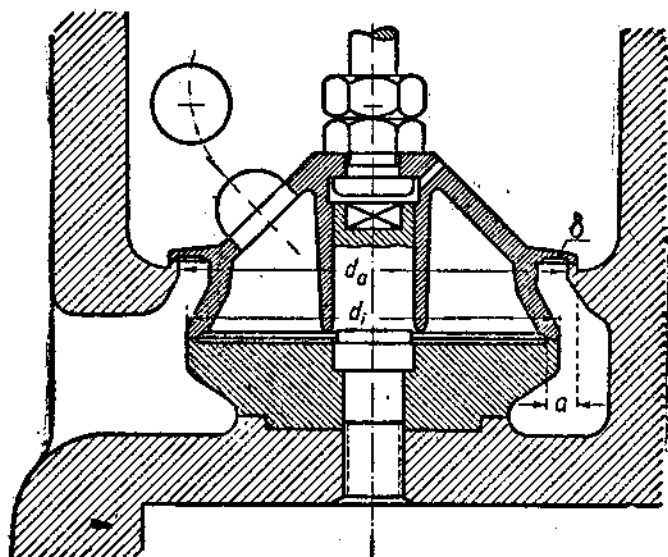


Фиг. 178. Клапан Лентца.

чем в нормальном типе. Клапан Штумпфа изготавливается из стали; толщиной кольцеобразной части δ делается весьма незначительной:

$$\delta = 1 + 2,5 \text{ мм.}$$

На эту поверхность шириной a действует неуравновешенное давление пара, которое и прижимает верхнюю часть клапана к своему гнезду даже в том случае, когда расстояние между опорными поверхностями клапана больше, чем расстояние между гнездами. Недостатки этого клапана сводятся к затруднительности его изготовления и недостаточной уравновешенности.



Фиг. 179. Пружинящий клапан Штумпфа.

Рациональную конструкцию имеет клапанное гнездо на фиг. 180: стенки его по форме своей и толщине приближаются к телу клапана и при нагреве расширяются в такой же степени, как и сам клапан. Эту конструкцию можно особенно рекомендовать для высоко перегретого пара.

Расчет клапанов производится по тем же формулам, что и для золотниковых распределений. Необходимое сечение для прохода пара

$$f = \frac{F c_m}{w},$$

где F — площадь поршня, c_m — средняя скорость поршня во время выпуска, w — допускаемая скорость пара. Значения w — те же, что и для золотников. В правой части формулы все величины известны, и f легко определяется.

Если предположить, что клапан совершенно удален, то для прохода пара открыто сечение $\frac{\pi d^2}{4}$. По этой формуле может быть рассчитан диаметр односедельного клапана.

Учитывая, что в двухседельном клапане это сечение несколько защищено стенками и ребрами клапана, можно положить

$$k \frac{\pi d^2}{4} = f,$$

где k — коэффициент сужения.

Если клапан еще не вычерчен, то можно принять $k = 0,7$. Из этой формулы можно определить средний диаметр клапана d :

$$d = \sqrt{\frac{4f}{0,7\pi}}.$$

С другой стороны, при подъеме клапана на величину h пар, как мы уже установили, проходит по сечению $2\pi d h$.

Из формулы

$$f = 2\pi d h$$

определяется необходимый подъем клапана. При конической поверхности клапанных гнезд (фиг. 181) расстояние между клапаном и гнездом, перпендикулярное к потоку пара, измеряется отрезком x .

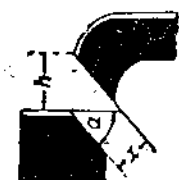
Поэтому

или, так как $x = h \cdot \cos \alpha$,

$$f = 2\pi d x,$$

$$f = 2\pi d h \cdot \cos \alpha.$$

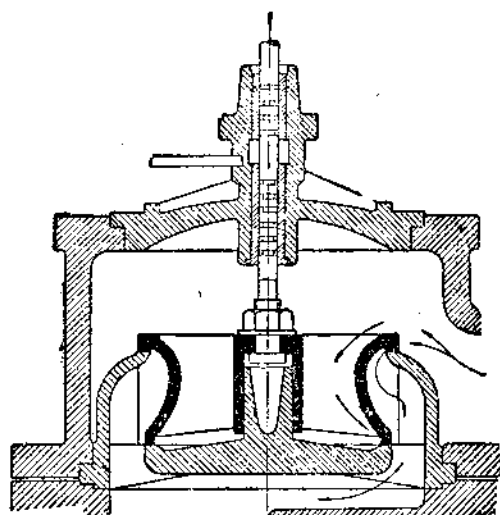
При конструировании клапана и его коробки необходимо иметь в виду, что свободное сечение для прохода пара во всех частях клапанной коробки при различных положениях клапана не должно быть меньше f . Этому условию должно удовлетворять, между прочим, и кольцевое сечение самого клапана (между телом клапана и его втулкой), по которому проходит половина всего количества пара.



Фиг. 181. Коническая опорная поверхность клапана.

На фиг. 182 дана конструкция четырехседельного клапана, состоящего из двух отдельных клапанов. Верхний из них посажен на шток свободно и прижимается к своему гнезду специальной пружиной. Четырехседельные клапаны дают возможность значительно уменьшить диаметр и высоту подъема клапана и применяются поэтому в крупных машинах.

В момент посадки клапана желательно, с одной стороны, дать ему наибольшую скорость для уменьшения дросселирования пара, с другой — небольшую во избежание удара о седло. Чтобы примирить оба эти требования, клапан выполняют иногда с перекрышами h_0 (фиг. 183). Общий



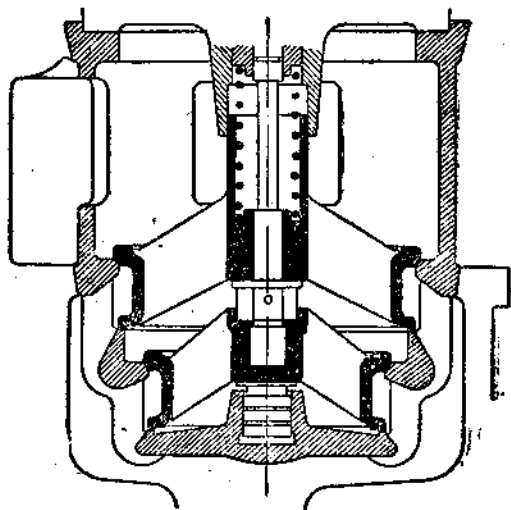
Фиг. 180. Клапан для перегретого пара.

подъем клапана при этом составляет $h + h_0$. Момент отсечки наступит, тогда, когда клапан отстоит от гнезда на величину h_0 . С этого момента падение можно замедлить и уменьшить, таким образом, удар при посадке.

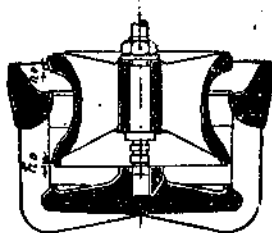
§ 62. Классификация механизмов для привода клапанов. Общая оценка клапанных распределений.

Механизмы для подъема и опускания клапанов делятся на две основных группы: принудительные и расцепные (последние называются также механизмами со свободным падением клапанов).

В принудительных распределениях клапан в течение всего своего хода вверх и вниз связан с приводным механизмом. В расцепных парораспределениях клапан только поднимается под действием этого механизма, в момент же отсечки происходит расцепление между механизмом и клапаном, и последний падает под действием пружины, которая заложена над клапаном.



Фиг. 182. Четырехсидельный клапан.



Фиг. 183. Клапан с перекрышами.

Механизмы принудительные могут работать с постоянной и переменной степенью наполнения. В первом случае они применяются лишь в распределениях выпуска. Во втором случае степень наполнения устанавливается регулятором, который действует или на эксцентрик, изменяя его элементы (плоский регулятор), или на промежуточные части механизма.

До рассмотрения отдельных систем клапанных механизмов дадим общую оценку этим парораспределениям.

Клапанные распределения обладают следующими преимуществами.

1. Осуществляются 4 пути для пара в цилиндре по 2 на каждую полость цилиндра, что, как указывалось, несколько уменьшает потерю от начальной конденсации.

2. Впускные и выпускные органы отделены друг от друга и приводятся часто отдельными эксцентриками. Вравнивание наполнений в обеих полостях цилиндра и точное осуществление намеченной индикаторной диаграммы поэтому вполне возможны.

8. Плотность закрывания клапанов в достаточной мере надежна, хотя и требуется весьма тщательная притирка их, лучше всего в горячем состоянии.

4. Применение перегретого пара вполне возможно и не вызывает каких-либо затруднений.

5. Для подъема клапанов приходится затрачивать очень небольшие усилия — гораздо меньшие, чем для сдвига неуравновешенного золотника; поэтому все части приводного механизма могут быть выполнены легкой конструкции, и механический к. п. д. машины достаточно высок.

6. Закрытие каналов клапанами совершается быстро, уменьшая дросселирование пара в конце впуска; механизм для привода клапана легко может быть спроектирован так, что в момент отсечки скорость падения клапана будет достаточно высока.

§ 63. Кулачные шайбы.

Простейшим механизмом для передачи движения клапану при постоянной степени наполнения являются кулачные шайбы.

Чертеж такого распределения для выпускного клапана дан на фиг. 184.

На распределительном валке, центр которого находится в точке *O*, помещается стальная шайба с кулачным выступом. К этой шайбе прижимается ролик, находящийся на тяге *bc*. Передача к клапану совершается при помощи двуплечего рычага *cd*, имеющего в точке *e* точку опоры. Плотное прилегание клапана к гнездам, а также прижатие ролика к кулачной шайбе достигается действием пружины, находящейся под клапаном.

Тяга *bc* вместе с роликом удерживается в нужном положении при помощи рычага *ab*. Выступающая часть этого рычага образована в виде рукоятки.

Направление вращения распределительного валика зависит от расположения конического зубчатого колеса, передающего движение от коренного вала, а также от того, с какой стороны смотреть на машину. Мы будем принимать в дальнейшем, что вращение распределительного валика происходит против часовой стрелки.

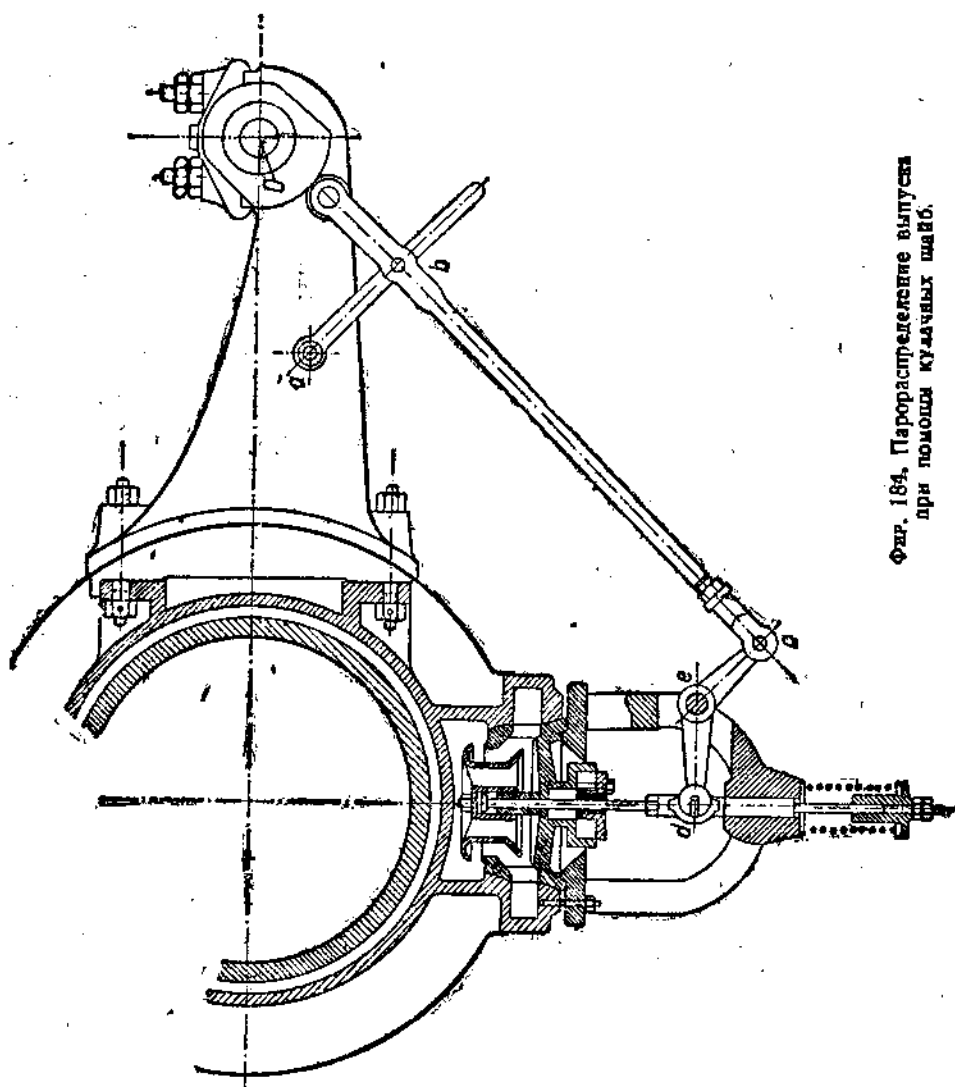
Когда при вращении шайбы кулачный выступ набегит на ролик, то тяга *bc* опустится, причем конец ее *c* опишет дугу круга вокруг точки *e*, а конец *d* двуплечего рычага поднимется вверх и, будучи связан с клапаном штоком, поднимет и клапан: начнется выпуск пара из цилиндра. Клапан будет открыт в течение всего времени нахождения ролика на выступе шайбы. При сбегании с последнего клапан будет закрываться под действием сжатой пружины.

Рукоятка на рычаге *ab* служит для того, чтобы можно было вручную поднять клапан нажимом на рукоятку. При этом можно, например, спустить воду из цилиндра, так что выпускной клапан может заменить продувочный кран.

По такой же схеме может быть устроено и впускное парораспределение.

Так как последнее обычно делается с регулированием степени наполнения, то кулачные шайбы применяются, главным образом, для распределения выпуска.

Вычерчивание шайб должно производиться по определенным правилам. Если нужно спроектировать кулачковую шайбу для выпускного распределения, то прежде всего на кривошипной диаграмме (фиг. 185) машины наносится при помощи индикаторной диаграммы положение кривошипа для предварения выпуска и начала сжатия.



Фиг. 184. Парораспределение выпуска при помощи кулачковых шайб.

Угол между краями кулачкового выступа на шайбе должен равняться углу γ на кривошипной диаграмме. Этим определяется положение точек a и b на профиле шайбы (фиг. 186).

Высота подъема клапана h вычисляется согласно указаниям предыдущего параграфа.

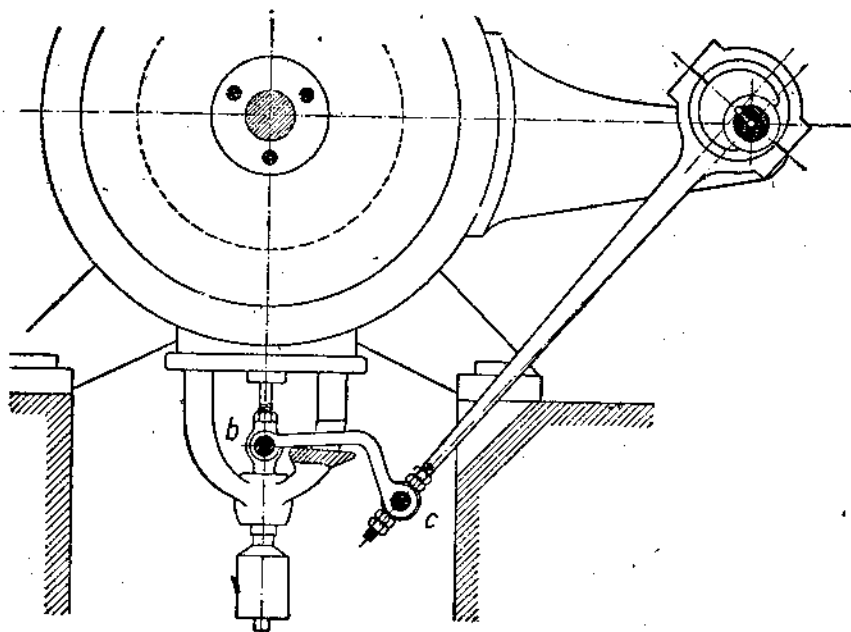
шипной диаграмме (фиг. 185), считая KK_1 за мертвые положения поршня, то при правом мертвом положении ролик для левой полости цилиндра должен был бы находиться в точке $л$, соприкасаясь с точкой $л_1$ шайбы. В действительности направление тяги совпадает с прямой EE_1 , делящей угол γ пополам, и ролик при мертвом положении поршня находится в точке $м$. Поэтому кулачную шайбу надо так заклинить на распределительном валике, чтобы при правом мертвом положении поршня шайба, управляющая выпуском из левой полости цилиндра, соприкасалась с роликом своей точкой $л_1$.

Если на фиг. 186 нанести положение KK_1 , под углом β к EE_1 (он может быть и не горизонтально) и отметить затем на изготовленной шайбе линию KK_1 риску, то при сборке машины необходимо следить за тем, чтобы при мертвом положении кривошипа риска эта совпадала бы с направлением тяги bc . Угол β при этом берется из кривошипной диаграммы (фиг. 185).

§ 64. Эксцентровый механизм с катящимся рычагом.

Наиболее распространенными механизмами для привода клапанов являются эксцентровые.

Эксцентрики помещаются на распределительном валике и передают движение клапанам при помощи более или менее сложных рычажных передач.



Фиг. 187. Эксцентровый механизм с катящимся рычагом.

Рассмотрим сначала распределения с постоянной степенью наполнения, каковые применяются обычно для выпускных клапанов, где речь идет, конечно, не о наполнении, а о продолжительности выпуска. На фиг. 187

представлена конструкция такого распределения, а на фиг. 188 его схема.

Из центра O распределительного валика начертим окружность, которую описывает эксцентриситет эксцентрика. Радиус этой окружности обозначим r (фиг. 188).

Для подъем: клапана эксцентриковым механизмом часто применяется катящийся рычаг. Последний в точке *с* соединен с эксцентриковой тягой и в точке *б* с клапанным штоком. Постоянной точки опоры рычаг не имеет, а может перекатываться по подушке.

Точка опоры рычага при движении конца эксцентриковой тяги вниз перемещается по подушке справа налево. В начале подъема клапана точка опоры рычага (фиг. 188)

находится весьма близко от клапанного штока в точке *а*. Передаточное отношение $\frac{ac}{ab}$

велико, и значительное перемещение точки вызывает небольшой подъем клапана. В начале подъема скорость клапана поэтому незначительна.

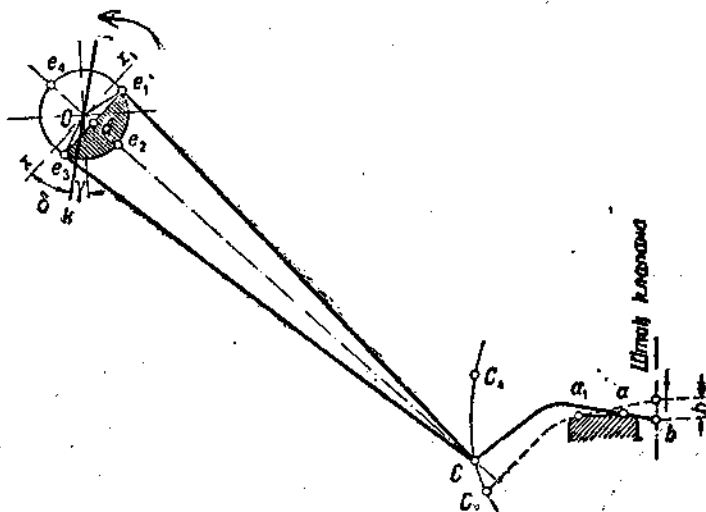
Но точка опоры a быстро переходит в положение a_1 . Отношение $\frac{a_1 c}{a_1 b} < \frac{ac}{ab}$,

и скорость подъема клапана увеличивается. Таким же образом действует механизм и при посадке клапана, когда точка c движется вверх, а точка опоры рычага переходит от a_1 к a .

Желательность посадки клапана с небольшой скоростью находится в противоречии с требованием значительной скорости закрытия канала во избежание дросселирования пара. Согласование обоих требований производится с принятием во внимание числа оборотов машины. Если оно невелико, то силы инерции при подъеме клапана получаются небольшими. В этом случае можно допускать сравнительно высокие скорости подъема клапана, и в совершенно тихоходных машинах обойтись даже без катящегося рычага.

Если машина быстроходная, то доминирующее значение приобретают вопросы динамики: силы инерции и удар клапана при его посадке. Приходится мириться с дросселированием пара в конце впуска за счет более спокойного хода машины.

Начертим катящийся рычаг в большом масштабе (фиг. 189). Подушка имеет слабую выпуклость с более значительным откосом с наружной стороны. Положение рычага с точкой опоры *a* соответствует моменту предвращения выпуска (речь идет о выпускном клапане).



Фиг. 188. Схема механизма.

Конеч рычага, связанный с эксцентриковой тягой, перемещается по некоторой кривой c_2c_4 . Положим, что под действием эксцентрика точка c эксцентриковой тяги начнет опускаться вниз и перейдет в точку c_1 . Точка опоры рычага a переместится при этом влево в точку a_1 . Новое положение рычага вычерчено простым пунктиром.

Второй конец рычага, находящийся в точке b , поднимется на величину h (на чертеже этот размер не нанесен) и настолько же поднимет клапан. При дальнейшем перемещении точки c вниз она займет положение c_2 , причем точка опоры рычага перейдет в a_2 , пройдя сильно искривленный путь a_1a_2 , а правый конец рычага поднимется на величину h (рычаг вычерчен штрих-пунктиром). Если точка c_2 является крайним положением конца эксцентриковой тяги, то h представляет собою максимальный подъем клапана.

Когда конец эксцентриковой тяги находится в c_3 , то эксцентриситет занимает положение Oe_3 , совпадающее со средним направлением эксцентриковой тяги (фиг. 188) ¹.

Точке c будет соответствовать иное положение эксцентриситета, которое легко найдется, если из точки c радиусом, равным длине эксцентриковой тяги e_2c , сделать засечку на окружности вращения эксцентриситета. Она пересечет окружность в точках e_1 и e_3 .

Точка c соответствует

как моменту предварения выпуска, так и началу сжатия.

Если эксцентрик вращается против часовой стрелки, то, очевидно, положение эксцентриситета Oe_2 соответствует моменту предварения выпуска, а Oe_1 — началу сжатия.

Таким образом, если исходить из эксцентриковой диаграммы, то отдельные моменты парораспределения связаны следующим образом: когда эксцентриситет занимает положение Oe_2 , а эксцентриковая тяга — e_2c , то рычаг cb находится в положении предварения выпуска, причем его точка опоры лежит в a ; при вращении эксцентриситета по направлению стрелки точка c начнет опускаться вниз; когда эксцентриситет придет в свое мертвое положение Oe_3 , то конец тяги достигнет своего крайнего положения c_2 , а клапан поднимется на максимальную величину h .

По выходе из крайнего положения точка c_2 начнет подниматься вверх, а клапан — постепенно опускаться. Когда эксцентриситет займет положение Oe_1 , что соответствует той же точке c положения рычага, клапан закроется.

¹ Под средним направлением эксцентриковой тяги мы будем понимать линию, соединяющую центр распределителя со валком с концом рычага в момент начала подъема клапана (точка c). Центр эксцентрика при положении конца рычага в точке c_2 строго говоря, не будет находиться в точке e_2 ; однако этим обстоятельством можно пренебречь благодаря большой длине эксцентриковой тяги.

При дальнейшем вращении эксцентриситета от точки e_1 нижний конец эксцентриковой тяги продолжает подниматься, причем рычаг отскакивает от подушки, вращаясь вокруг точки b , которая будет служить его неподвижной точкой опоры.

При положении эксцентриситета Oe_1 точка c достигнет наивысшего положения c_1 (рычаг на фиг. 189 начерчен тонкими линиями), после чего рычаг начнет опускаться вниз, пока при положении эксцентриситета Oe_2 не сядет опять на подушку в точке a .

Таким образом путь, проходимый эксцентриситетом от точки e_1 до e_2 по направлению стрелки, является как бы холостым ходом; при котором все части механизма переставляются, но клапан остается в покое.

Сравним рассмотренную схему с золотниковой диаграммой Мюллера (фиг. 190). Отметим на этой последней моменты предварения выпуска и начала сжатия. Линия e_1e_2 , делящая угол между этими двумя положениями кривошипа, соответствует мертвым положениям золотника, а линия xx_1 , к ней перпендикулярная, — средним положениям золотника. Производя построение диаграммы по Мюллеру, наметим внутреннюю перекрышу i и открытие окна a (считая, что перебега нет).

Линии e_1e_2 на схеме клапанного распределения (фиг. 188) и на диаграмме Мюллера аналогичны. Если на фиг. 188 провести линию xx_1 , перпендикулярную e_1e_2 , то эта линия укажет среднее положение эксцентриситета. Если соединить точки e_1 и e_2 прямой линией, то последняя окажется параллельной линии xx_1 . Расстояние между этими двумя прямыми представляет собой как бы внутреннюю перекрышу i клапанного парораспределения.

Так же как и в золотниковом распределении, внутренняя перекрыша представляет собой перемещение конца эксцентриковой тяги из среднего положения до положения при начале выпуска; в клапанном распределении на величину такой перекрыши переставляется наружный распределительный механизм.

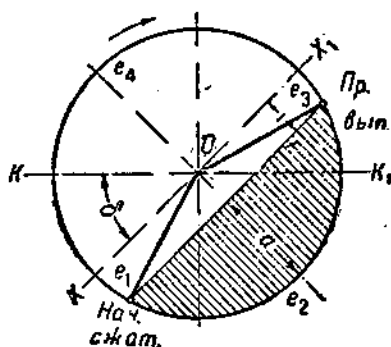
Расстояние de_2 , аналогичное величине открытия окна a на золотниковой диаграмме Мюллера, представляет собою перемещение точки c за время от начала выпуска до момента максимального подъема клапана. Если бы рычаг cab был равноплечим, то длина de_2 приблизительно равнялась бы подъему клапана.

Теперь остается связать положения эксцентриситета с главным кривошипом.

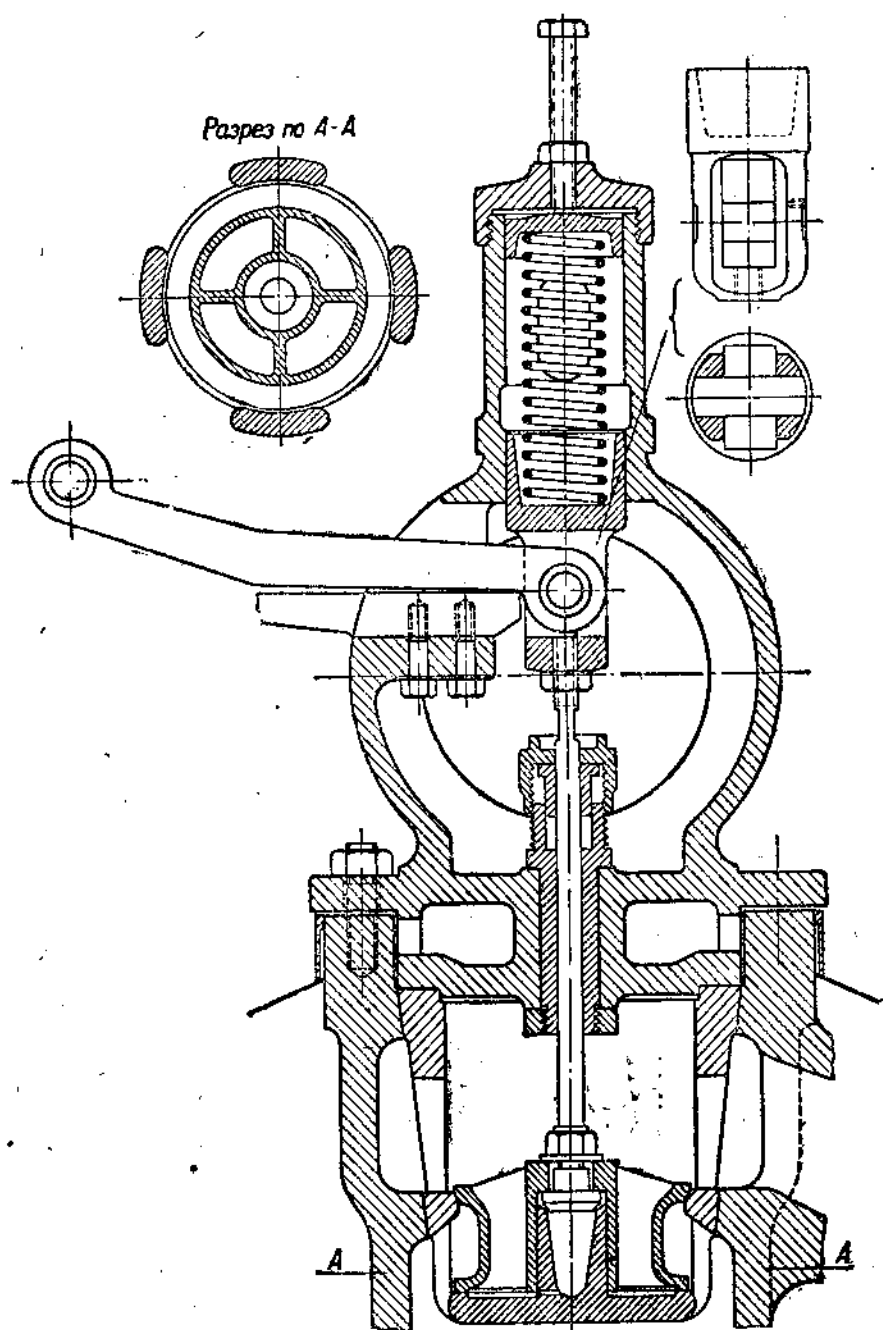
При положениях эксцентриситета Oe_1 и Oe_2 кривошип находится в положениях начала сжатия и предварения выпуска.

Положение эксцентриситета при мертвом положении кривошипа найдется при помощи золотниковой диаграммы. На последней (фиг. 190) линия мертвых положений кривошипа опережает линию xx_1 на угол δ .

Тот же угол δ отложим на схеме клапанного распределения от линии xx_1 по направлению вращения эксцентрика (обратному золотниковой диаграмме).



Фиг. 190. Диаграмма Мюллера.



Фиг. 191. Клапанная коробка машины завода Grtznep A.-O.

Тогда и на этой схеме мы можем отметить линию KK_1 . Мертвые положения кривошипа наступают при положениях эксцентриситета в OK и OK_1 . Нанесение на схему линии KK_1 необходимо для правильной установки эксцентрика на распределительном валике: при левом мертвом положении валика направление эксцентриситета в механизме для левой полости цилиндра должно составлять угол γ с вертикальной прямой.

Проектирование разобранного распределения производится в следующем порядке. По индикаторной диаграмме строится золотниковая, и на ней отмечается угол δ . Расчетom определяется необходимая высота подъема клапана h ; вычерчиваются конструктивно катящийся рычаг и та кривая, которую описывает точка c при подъеме и опускании клапана. На протяжении cc_2 эта кривая строится по точкам; на участке же cc_1 она описывается дугой круга из центра b радиусом bc . Так как перемещение cc_2 приблизительно равно отрезку a (на фиг. 190), то сравнением этих двух величин определяется масштаб диаграммы (фиг. 190), в частности находится эксцентриситет эксцентрика r .

Радиусом r на фиг. 188 описывается окружность. Через центр O проводится среднее направление эксцентриковой тяги Oe .

Длиной эксцентриковой тяги ce_2 делается засечка из точки c и определяются положения эксцентриситета Oe_2 и Oe_1 для начала и конца выпуска. Если угол e_1Oe_2 не равен тому же углу на диаграмме фиг. 190, надо несколько изменить эксцентриситет r или профиль подушки катящегося рычага. Засечкой из точки e_1 определяется положение точки c_1 . Наконец, из золотниковой диаграммы переносится линия мертвых положений главного кривошипа KK_1 .

На фиг. 191 представлен чертеж клапанной коробки с приводом клапанов катящимся рычагом¹.

§ 65. Качающиеся кулаки.

Другим весьма распространенным механизмом для подъема клапанов является механизм с качающимся кулаком. Конструкция этого механизма в применении к выпускному клапану машины системы Кольмана представлена на фиг. 192, а схема парораспределения — на фиг. 193.

В точке a подвешен к корпусу машины кулак, представляющий собой как бы часть кулачной шайбы. Точка c_1 этого кулака соединена с тягой эксцентрика, насаженного на распределительном валике. При вращении эксцентрика точка c_1 перемещается вверх и вниз, качаясь по дуге круга вокруг точки подвеса a . Кулак очерчен дугами двух радиусов: r_1 и r_2 ; дуги сопряжены между собою переходной кривой, об очертании которой будет сказано ниже.

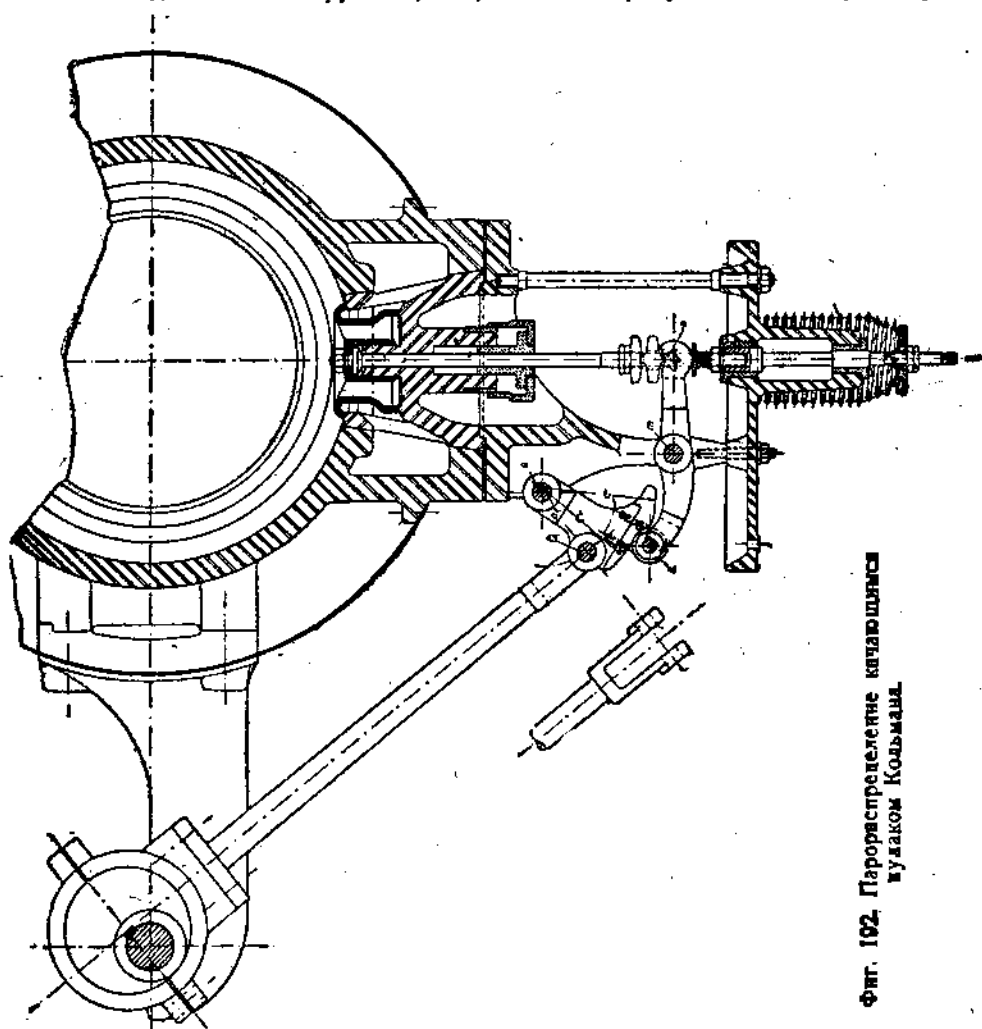
С кулаком находится в соприкосновении ролик z двуплечего рычага, имеющего точку опоры в m . Точка n этого рычага соединена с клапанным штоком. Последний заканчивается внизу тарелкой, между которой и неподвижным корпусом клапанной коробки заложена пружина f .

Когда точка c_1 , а вместе с ней и весь кулак поднимется вверх, то ку-

¹ Заимствован из книг: Gutermuth. Die Dampfmaschine.

лачный выступ заставит конец z двуплечего рычага опуститься, а точку x вместе с клапанным штоком подняться.

При обратном качании кулака, когда точка c_1 пойдет вниз, ролик, сбегая с выступа, будет прижиматься к кулаку пружиной. Таким образом подъем клапана производится при помощи кулачного выступа, а опускание — под действием пружины, сохраняющей принужденность парораспре-



Фиг. 192. Парораспределение качающийся кулаком Кольмана.

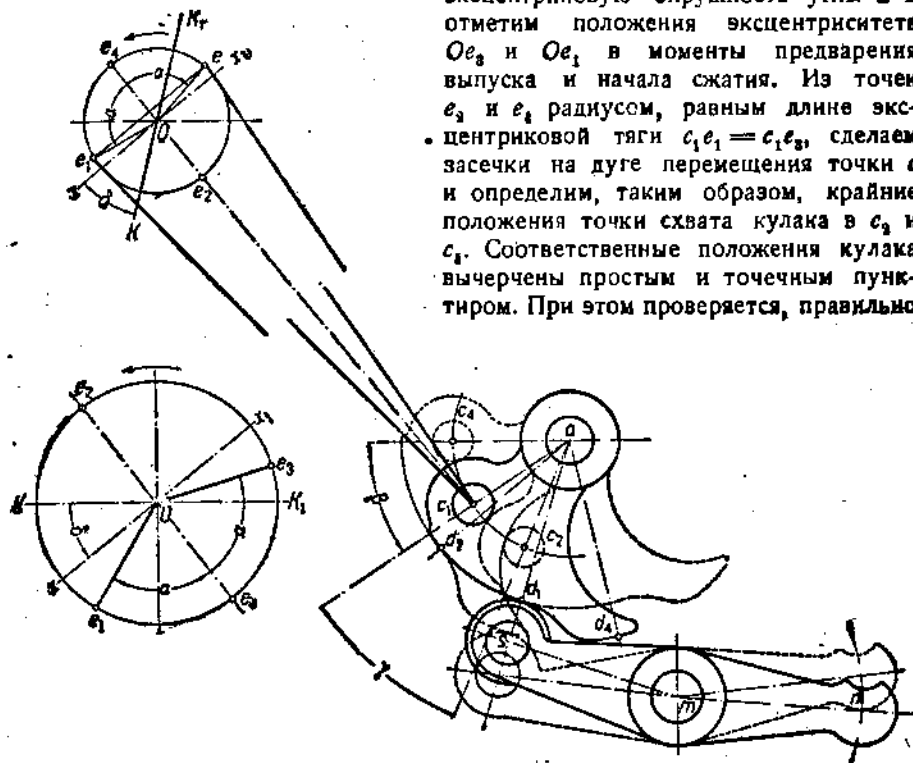
деления. Разность радиусов $r_1 - r_2 = hk$, где h — подъем клапана, k — передаточное число механизма.

При проектировании распределения рычаг zml и кулак вычерчиваются в момент предварения выпуска (сплошными линиями на фиг. 193) так, чтобы ролик рычага находился при начале избегания на кулачный выступ. Конечно, необходима высота подъема клапана определится предварительно. Из центра распределительного валика O опишем окружность вращения

эксцентриситета, задавшись предварительно величиной последнего. Обычно $r = 2h + 3h$.

Проведя среднее направление эксцентриковой тяги, которое может быть принято касательным к дуге c_2c_1 , наметим крайние положения эксцентриситета Oe_2 и Oe_1 .

Из кривошипной диаграммы (слева внизу на фиг. 193) перенесем на эксцентриковую окружность углы α и отметим положения эксцентриситета Oe_2 и Oe_1 в моменты предварения выпуска и начала сжатия. Из точек e_2 и e_1 радиусом, равным длине эксцентриковой тяги $c_1e_1 = c_2e_2$, сделаем засечки на дуге перемещения точки c и определим, таким образом, крайние положения точки схвата кулака в c_2 и c_1 . Соответственные положения кулака вычерчены простым и точечным пунктиром. При этом проверяется, правильно



Фиг. 193. Схема парораспределения качающимся кулаком.

ли выбраны размеры кулака по длине его рабочей поверхности и не будет ли проходить сбежание ролика с кулака при наивысшем положении последнего.

Ту же проверку можно произвести и иным путем.

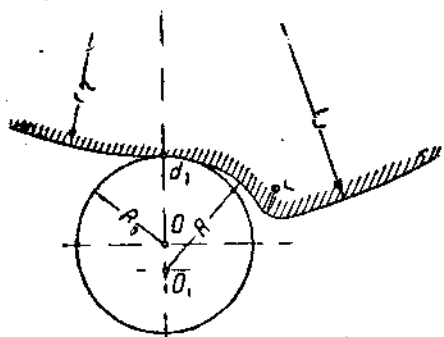
Для этого отметим углы β и γ между положениями ac_1 , с одной стороны, и ac_2 и ac_1 — с другой. Когда точка схвата кулака перейдет из c_1 в c_2 , то с роликом придет в соприкосновение точка d_1 кулака, причем угол $d_1ad_2 = \beta$.

При другом крайнем положении кулака (точка c_2) точка d_1 переместится в d_2 ; последняя точка найдется, если отложить угол $d_1ad_2 = \gamma$.

Путь ролика по кулаку равен таким образом d_2d_1 , причем d_1d_2 является рабочим ходом, d_1d_2 — холостым, в течение которого клапан остается в покое. Само собою разумеется, что при вычерчивании профиля кулака

необходимо следить за тем, чтобы крайняя точка d_1 лежала на кулаке, а не вне его. По отношению к точке d_2 это требование необязательно.

Для того чтобы обеспечить плотное прижатие клапана к гнездам пружины и для уменьшения срабатывания трущихся частей, дугу d_1d_2 очерчивают обычно не из точки a , а несколько меньшим радиусом из точки a_1 (фиг. 192). Иногда дугу, проходящую через d_1 , очерчивают радиусом большим, чем r_1 , для того чтобы клапан, поднявшись полностью, не останавливался бы, а постоянно находился в движении. Этим уменьшается возможность повисания клапана в поднятом состоянии вследствие заедания.

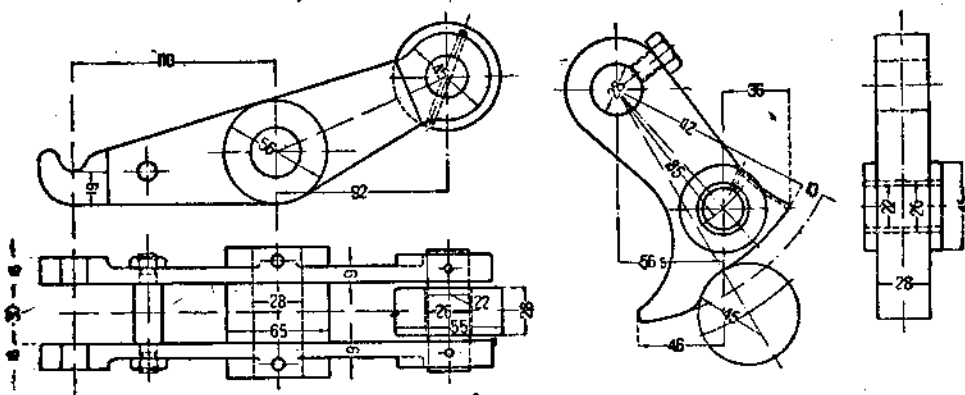


Фиг. 194. Профилирование качающегося кулака.

KK_1 представляет собою положения жённых кривошипа.

Способ очертания переходной кривой кулака показан на фиг. 194. Поставив ролик в точку d_1 (начало взбега), из точки O_1 описываем дугу радиусом $R_0 + OO_1$. Скругление производится радиусом r не мень-

Для возможности правильного заклинивания эксцентрика на валу необходимо на схеме отметить еще линию мертвых положений главного кривошипа. Для этого из кривошипной диаграммы берется угол δ и откладывается на схеме от оси xx , по направлению вращения распределительного валика. Линия эксцентриситета при мертвых поло-



Фиг. 195. Качающийся кулак и рычаг с роликом.

шим, чем OO_1 . Диаметр ролика обычно составляет $40 \div 60$ мм. OO_1 принимают равным $5 \div 15$ мм, причем большее значение выбирается для быстрходных машин.

По Грассману радиус ролика для впускного клапана следует принимать

$$R_0 = h + (4 \div 6) \text{ мм},$$

где h — высота подъема клапана.

Для выпускного клапана радиус ролика принимается по той же формуле, если $h \leq 10$ мм. В противном случае

$$R_0 = 1,6 h.$$

Ширину ролика следует принимать

$$b = 10 + (1,0 \div 1,6) h \text{ миллиметров.}$$

Что касается радиусов, которыми очерчиваются кулаки, то Грасман рекомендует принимать

$$OO_1 = h + 2h \text{ или } OO_1 \approx R_0$$

для выпускных клапанов

$$OO_1 = 0,4 h \div 0,8 h$$

для впускных клапанов.

$$r = 0,4 h \div 1,5 h$$

(меньшее значение для впускных клапанов), но не менее

$$2 \text{ мм} + 0,2 h.$$

Все эти указания относительно размеров относятся не только к рассмотренному парораспределению, но и к иным механизмам с качающимися кулаками.

На фиг. 195 представлены конструктивные чертежи качающегося кулака распределения Кольмана и относящегося к нему рычага с роликом.

Качающиеся кулаки имеют то преимущество перед катящимися рычагами, что при больших степенях наполнения или выпуска в первых увеличивается продолжительность открытия канала, высота же подъема клапана остается без изменения, при рычагах же большие степени наполнения достигаются увеличением подъема клапана, совершенно бесполезным и заставляющим ставить весьма сильные пружины.

§ 66. Принудительные распределения с переменной степенью наполнения. Распределение Видмана.

Принудительные распределения с переменной степенью наполнения применяются для впускных клапанов. Эти механизмы можно разделить на два основных типа: в одном из них эксцентриситет и угол опережения эксцентрика остаются постоянными, а изменяется передаточное отношение между эксцентриком и клапаном, изменяется кинематическая связь между этими двумя деталями; в другом случае связь эта остается относительно неизменной, а изменяются при помощи плоского регулятора эксцентриситет и угол опережения эксцентрика.

Имеет я весьма большое количество систем парораспределений того и другого типа. Мы рассмотрим подробно две системы, наиболее типичные и наиболее часто встречаемые. Как пример распределения с постоянными элементами эксцентрика и с переменной кинематической связью разберем рас-

предельные Видимана, а в виде примера распределения с переменным эксцентриситетом и углом опережения рассмотрим распределение Лентца.

В распределении Видимана один эксцентрик обслуживает и выпускной и впускной клапаны, причем перемещение выпускного клапана производится при помощи катящегося рычага по схеме, которую мы рассматривали в § 64. Движение же впускного клапана заимствуется от хомута эксцентрика и через рычажную передачу, находящуюся под воздействием регулятора, передается клапану. Общий вид парораспределения представим на фиг. 196.

С точкою m на хомуте эксцентрика соединена серьга ml . Последняя шарнирно связана с рычагом pr . Рычаг этот посредине имеет точку опоры o , принадлежащую рычагу or , причем через точку r проходит ось валика, параллельного оси машины. Валик может поворачиваться вокруг своей оси под действием регулятора. С концом p рычага pr соединяется тяга ps , приводящая клапан с помощью катящегося рычага sf .

При вращении эксцентрика точка m качается по дуге круга вокруг неподвижной точки o . При подъеме точки m и опускается точка p , траектория которой также представляет дугу круга, описанного вокруг точки o . Клапан для впуска пара при этом поднимается.

Центробежный регулятор помещен сбоку машины на вертикальном валике. Муфта регулятора при помощи вертикальной тяги связана с рычажком, насаженным на валик r . Если число оборотов машины увеличивается, муфта регулятора поднимается, поворачивая валик r . Рычаг ro отклоняется поэтому от своего первоначального положения, а вместе с ним переставливается и рычаг pl .

При уменьшении числа оборотов точка o и рычаги or и pr перемещаются в обратном направлении. Заметим, что точки m и s не меняют при действии регулятора своего положения. Как будет показано ниже, перемещение точки o оказывает влияние на степень наполнения машины. Если в изображенном на чертеже положении механизма машина работает с нормальной степенью наполнения, то при крайнем левом положении рычага or (верхнее положение муфты регулятора) должно получиться минимальное, а при крайнем правом положении рычага or — максимальное наполнение.

Поэтому, определив угол между двумя крайними положениями рычага or , мы находим необходимый подъем муфты регулятора в пределах регулирования.

При помощи схемы распределения, изображенной на фиг. 197, исследуем вопрос, каким образом перемещение рычага or влияет на степень наполнения машины.

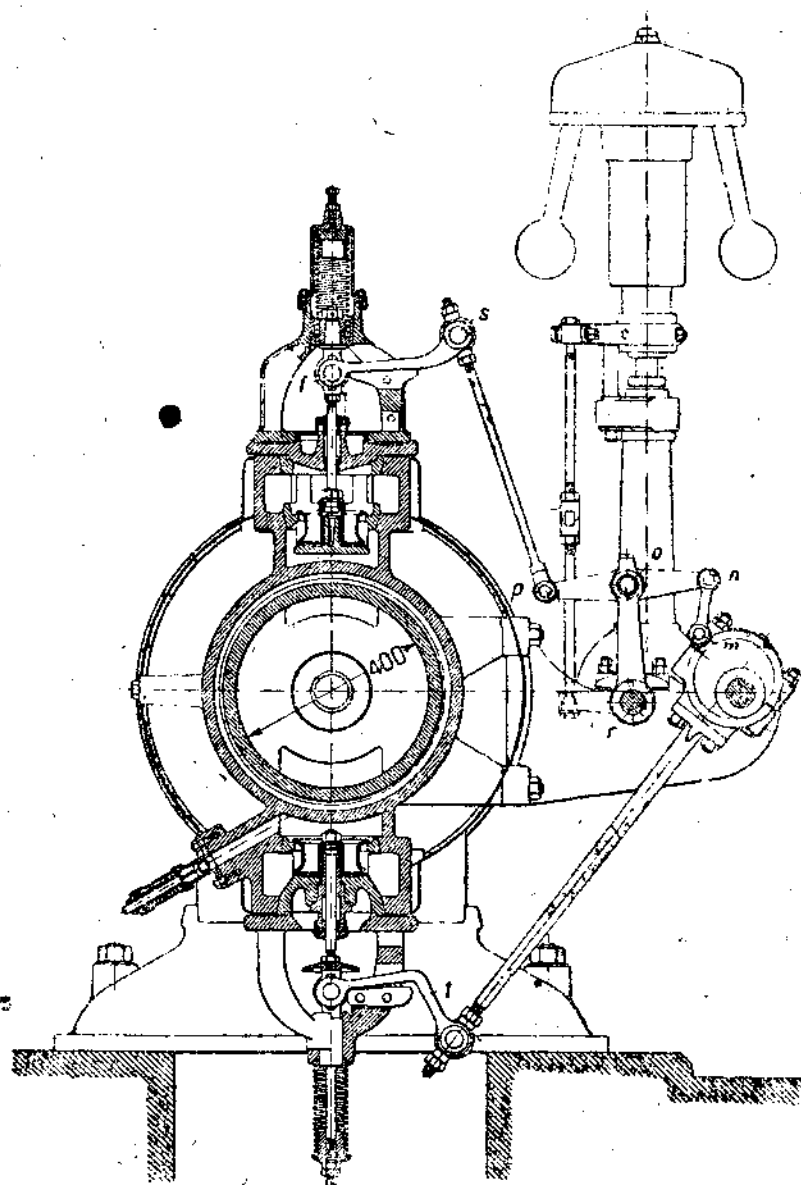
Центр эксцентрика описывает окружность вокруг центра O распределительного валика¹. Эксцентриситет эксцентрика обозначим r . Выпуск пара производится нижним клапаном при помощи катящегося рычага. Подобное распределение рассмотрено нами раньше, и здесь мы только отметим кривую, по которой перемещается точка g конца эксцентриковой тяги для выпуска.

Способ построения этой кривой указан в § 64.

Направление вращения распределительного валика, как обычно, будем считать против часовой стрелки.

¹ Из фиг. 197 буква O в центре валика пропущена.

Вычертим по заданной индикаторной диаграмме золотниковую диаграмму Мюллера (фиг. 198).



Фиг. 196. Парораспределение Видманна.

Имея в виду, что направление eg , должно совпадать на нашей схеме распределения со средним направлением эксцентриковой тяги для выпуска, переносим на схему среднее положение эксцентриситета по линии xx , а

The drawing shows a mechanical part with a circular cross-section and a perspective view. The cross-section is labeled with points m_1, m_2, o, p_1, p_2 and o_1, o_2 . The perspective view shows a circular face with a central hole and a point S on the top edge. The drawing includes various dimension lines and labels such as $h, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}$ and h_{11} . The text "Пр. 840" is written near the bottom left. The drawing is a technical sketch of a mechanical part, likely a valve or a similar component, showing its geometry and dimensions.

На схеме угол γ отложим от линии OK по направлению, противоположному вращению. Положение эксцентриситета при начале впуска представляется отрезком $O\epsilon$, и на схеме вычерчены сплошными линиями также и прочие части механизма и момент предварения впуска.

228

Для исследования парораспределения необходимо прежде всего определить траекторию точки m .

Если внимательно рассмотреть кинематическую связь системы, можно убедиться, что угол между mv и vg при всех положениях эксцентриситета остается постоянным. Угол

$$mvg = \text{const.}$$

Соединив точки m и g , мы получим постоянный треугольник mvg , точка v которого перемещается по окружности эксцентриситета, а точка g по известной нам кривой.

Переносим треугольник mvg в любое иное положение так, чтобы точка v лежала на окружности эксцентриситета, а точка g на кривой катящегося рычага, мы найдем ряд положений точки m , которые дадут замкнутую эллипсовидную кривую.

Удобнее всего вырезать треугольник из бумаги и прикладывать его на схеме так, чтобы вершина v постепенно обошла всю окружность эксцентриситета, причем вершина g должна лежать на вышеупомянутой кривой. Отмечая положение третьей вершины треугольника, мы и найдем траекторию точки m .

Точки l и p , как уже указывалось, перемещаются по дугам кругов вокруг точки o . Траекторию точки z представляет некоторая кривая, которая зависит от конструкции катящегося рычага.

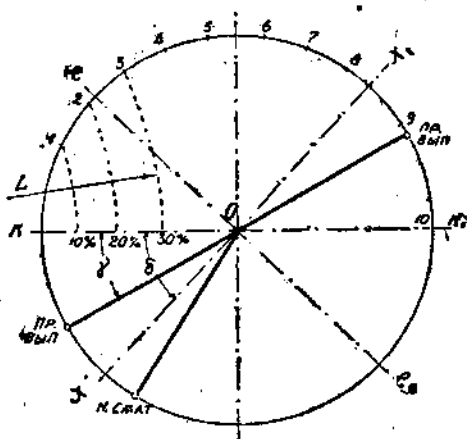
Для установившейся работы машины точку o будем считать неподвижной. Выясним, с какой степенью заполнения работает машина при данном положении механизма. Для установления связи между степенями заполнения и положениями кривошипа удобнее всего поступить таким образом (фиг. 198):

Линию KK_1 разделим на 10 равных частей (KK_1 — длина хода поршня) и каждое деление перенесем на окружность при помощи дуги, радиус которой равен длине шатуна. Таким образом для положений поршня на 10, 20, 30% . . . хода мы находим соответственные положения кривошипа, которые мы и отметим точками 1, 2, 3 . . . Точку K отметим цифрой 0 (0%) и точку K_1 — цифрой 10 (100%).

Такое же построение мы произведем на схеме фиг. 197, на которой линия мертвых положений KK_1 у нас уже нанесена.

Делая засечки из точек 0, 1, 2, 3 . . . радиусом om на траекторию точки m , отметим положения точки m в те моменты, когда центр эксцентрика будет находиться в намеченных точках, а поршень — на 0, 10, 20, 30% . . . своего хода.

Механизм у нас начерчен в положении предварения впуска. В момент отсечки катящийся рычаг fz должен занимать то же самое положение, что и в момент предварения впуска. Для этого необходимо, чтобы ps и pl в



Фиг. 198. Диаграмма Мюллера.

момент отсечки также находились в том же положении, которое они занимают на чертеже в момент предварения впуска.

Что касается точки m , то она может быть и смещена, но должна лежать на дуге круга, описанной из точки l радиусом lm . Так как эта дуга пересекается с траекторией точки m лишь в одной точке (3), то, очевидно, в момент отсечки серья ml занимает положение $l3$, эксцентриситет — положение $O3$, а поршень, следовательно, находится на 30% своего хода. Степень наполнения в разобранным случае составляет 30%.

Посмотрим теперь, как изменяется степень наполнения при действии регулятора.

Положим, что поворотом регуляторного валика r точка o перемещена в положение o_1 . В момент перемещения o точки v , m и s должны остаться на месте, а перемещается лишь рычаг pr .

Для того чтобы точка m сохранила свое положение, точка l при перестановке регулятора должна перемещаться по дуге круга вокруг точки m . Для определения нового положения рычага pl мы должны поэтому из точки o_1 сделать засечку радиусом ol на дуге, описанной из центра m радиусом ml . Мы найдем при этом, что точка l переместится в l_1 ; соединив l_1 с o_1 , отложим на продолжении этой линии величину $o_1p_1 = op$.

Мы получим, следовательно, точку p_1 , в которую переместилась точка p . Точка s при перестановке регулятора должна остаться на месте, но это возможно лишь в том случае, если точка p_1 будет находиться на дуге круга, описанного радиусом ps из точки s . Если найденная согласно изложенному точка p_1 попадает на эту дугу, — механизм будет работать правильно. Если же точка p_1 окажется вне этой дуги, то при действии регулятора изменится положение катящегося рычага и передвинется момент предварения впуска.

При выборе размеров деталей механизма необходимо поэтому следить за соблюдением (хотя бы для ходовых степеней наполнения) поставленного условия.

Новое положение механизма — om_1p_1s на схеме вычерчено простым пунктиром. Определение степени наполнения при этом производится так же, как было показано для нормальной нагрузки (30%).

Из точки l_1 проводится дуга радиусом l_1m , которая пересечет эллипсовидную кривую, положим, в точке 7. Это значит, что при новом положении механизма отсечка произойдет на 70% хода поршня; поворотом регуляторного валика влево мы достигли увеличения степени наполнения. Если повернуть регуляторный валик вправо (ro_2), то степень наполнения уменьшится.

Соответственное положение механизма вычерчено штрих-пунктирными линиями (om_2p_2s).

Дуга, описанная из точки l_2 , пересекает теперь траекторию точки m в точке 0. Таким образом при этом положении механизма степень наполнения достигнет минимальной величины 0%.

Если максимальная степень наполнения машины должна составлять как раз 70%, то углом o_1ro_2 измеряются пределы регулирования, и в зависимости от величины его выбирается подъем муфты регулятора.

При проектировании распределения степени наполнения минимальная, нормальная и максимальная являются заданными. Поэтому при вычерчивании механизма в момент предварения впуска для нормальной степени наполнения (положим 30%) необходимо положение точки l найти на пере-

сечении дуг радиуса ml из точек m и 3 . Если максимальное наполнение должно составлять 70%, то точка n найдется на пересечении дуг из точек m и 3 .

Описав дугу из точки $г$ радиусом $го$, откладываем

$$n_1o_1 = lo$$

так, чтобы точка o_1 лежала на этой дуге. Таким же образом определяется и положение точки o_2 (для нулевого наполнения).

Основными размерами всех частей механизма лучше всего задаться в соответствии с исполненными конструкциями. Для этого можно воспользоваться нижеследующей таблицей, в которой размеры деталей распределены связаны с диаметром парового цилиндра.

Диаметр цилиндра D	Эксцентрис. эксцентрика r	$оп = ор$	$пл$	$го$	$от$	l	A	k
300	24	140	85	175	100	185	700	0
400	32	170	115	240	120	220	850	15
500	40	205	140	285	132	260	1000	30

Здесь A — горизонтальное расстояние от оси распределительного валика до оси машины,

k — вертикальное расстояние от оси регуляторного валика $г$ до оси машины,

l — расстояние между осями распределительного и регуляторного валков.

Отметим еще одно свойство парораспределения Видмана. При проектировании его исполняют таким образом, чтобы продолжения направлений $лм$ и $зр$ в момент начала впуска пересекались в одной точке z , которая лежит на продолжении линии $ог$.

При работе механизма в постоянной нагрузке машины, перемещение точек $л$ и $р$ может оказывать действие на точку $о$. Если к точкам $л$ и $р$ приложены значительные силы, то может произойти обратное действие механизма на регулятор. В указанном случае момент сил, приложенных к рычагу $лр$, относительно точки $г$ равен нулю, и обратного действия на регулятор происходить не может.

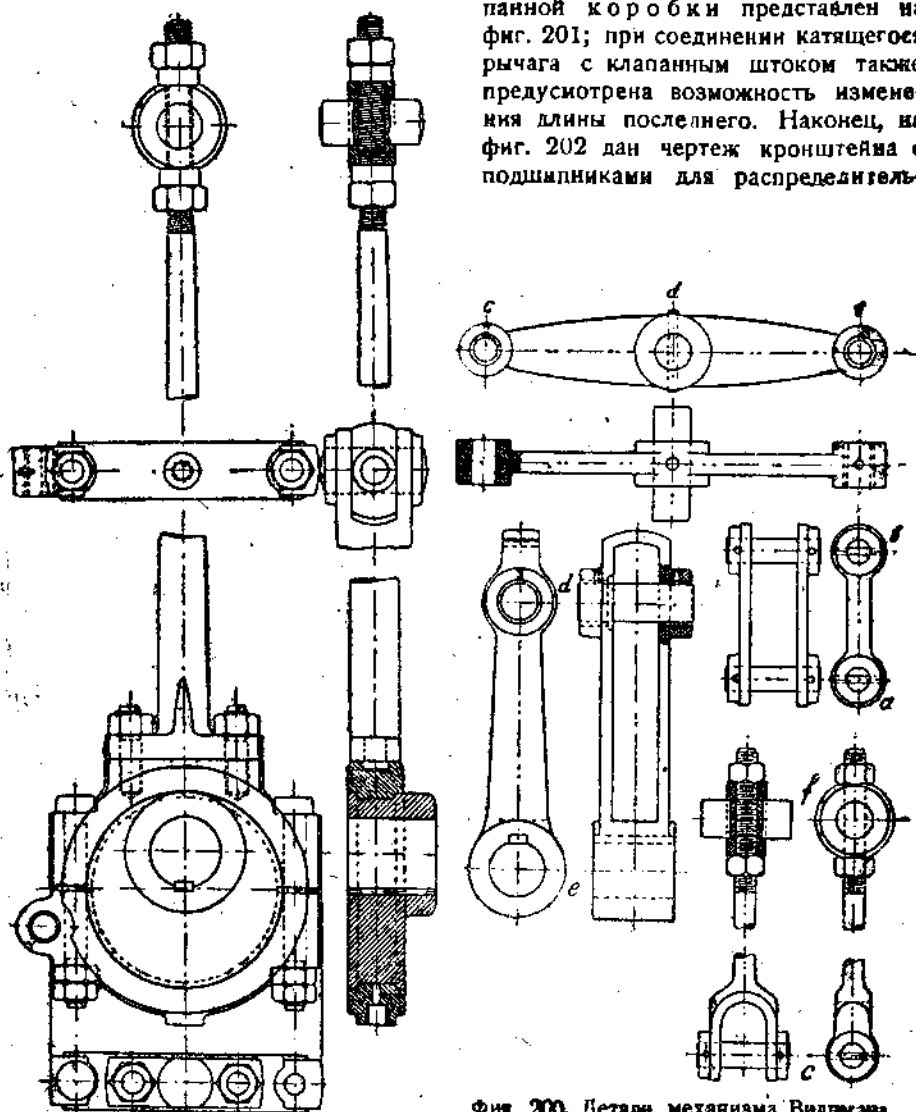
Если же точка z окажется лежащей не на линии центров $ог$, то в момент начала впуска, когда в частях механизма развиваются наибольшие усилия, может произойти перемещение точки $о$, а с нею и регулятора, чем нарушится правильность распределения.

Обычно удается достигнуть устранения полностью этого явления лишь при одной из степеней наполнения и для одного момента — предварительного впуска. Обратное действие на регулятор при открытом клапане не может быть велико, так как усилия в частях механизма при этом незначительны.

На фиг. 199 представлена конструкция эксцентрика и тяги к выпускному клапану распределения Видмана. Следует обратить внимание на конструкцию шарнирного соединения этой тяги с качающимся рычагом, позволяющую изменить длину эксцентриковой тяги. Детали рычажной передачи

и выпускному клапану дым на фиг. 200, причем рычаг *pl* здесь обозначен *cb*, серва *ml—ab*, рычаг *or—de*, тяга *sp—fc*.

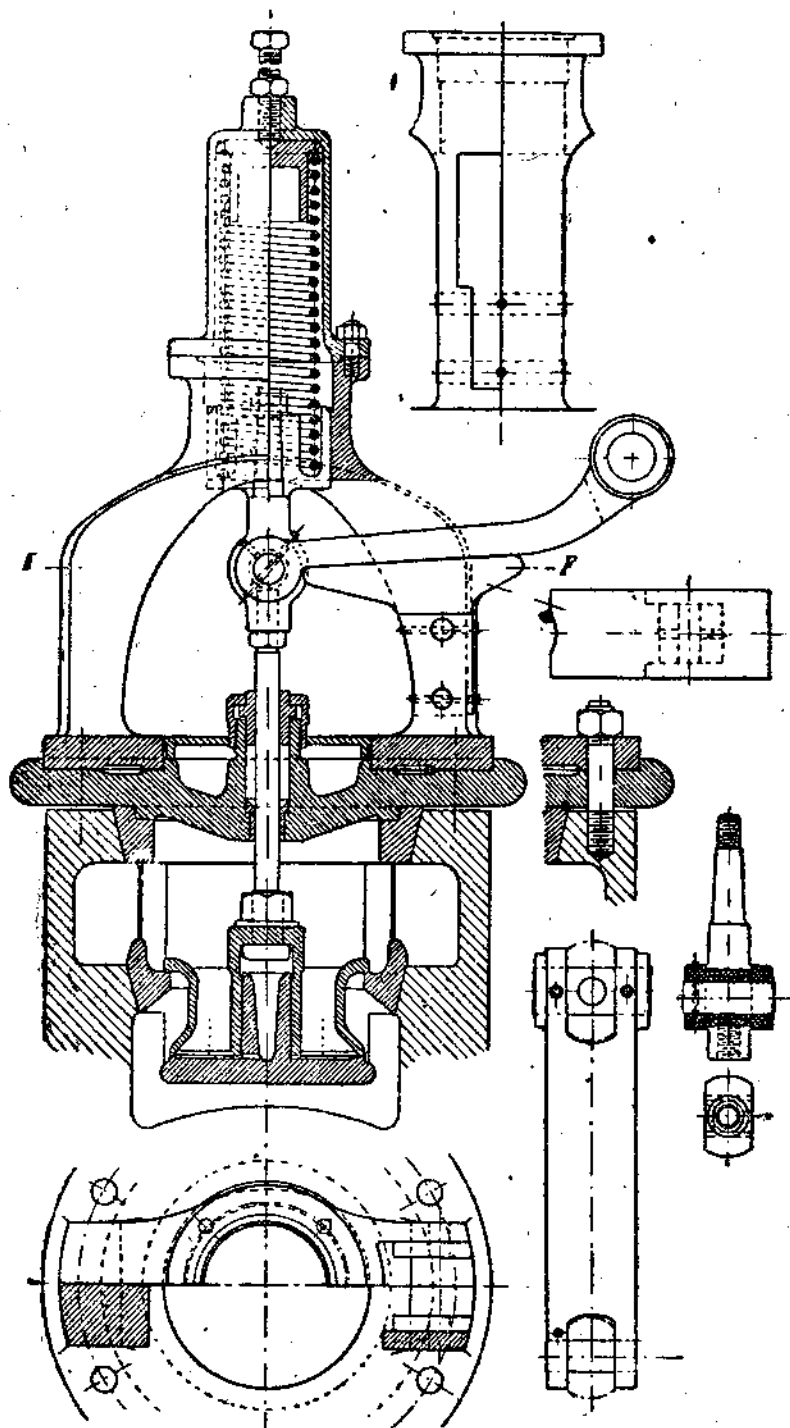
Чертеж деталей впускной клапанной коробки представлен на фиг. 201; при соединении катящегося рычага с клапанным штоком также предусмотрена возможность изменения длины последнего. Наконец, на фиг. 202 дан чертеж кронштейна с подшипниками для распределитель-



Фиг. 200. Детали механизма Видмана.

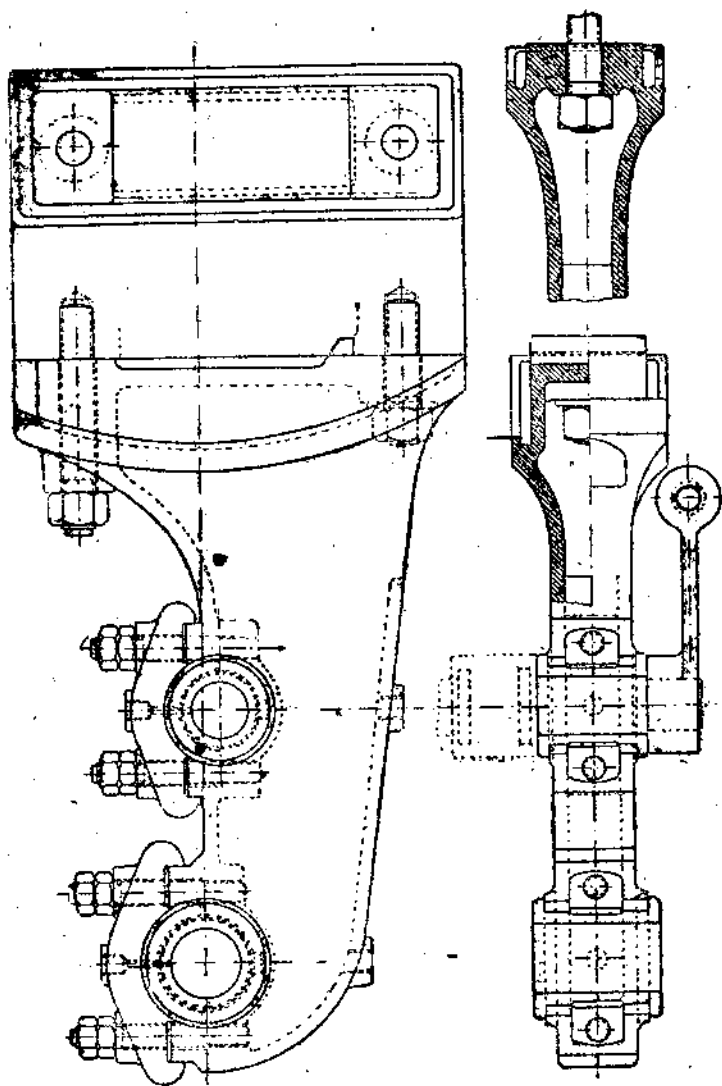
Фиг. 199. Эксцентрик распределения Видмана.

ного и регуляторного валков. Кронштейн этот крепится к цилиндру машины, а кривизна его боковой плиты подгоняется к радиусу кривизны обшивки цилиндра.



РАЗРЕЗ ПО Б-Б

Фиг. 201. Клапанная коробка шарораспределения Видюля.



Фиг. 202. Крепление распределительного вала механизма Вентца.

§ 67. Парораспределение Лентца.

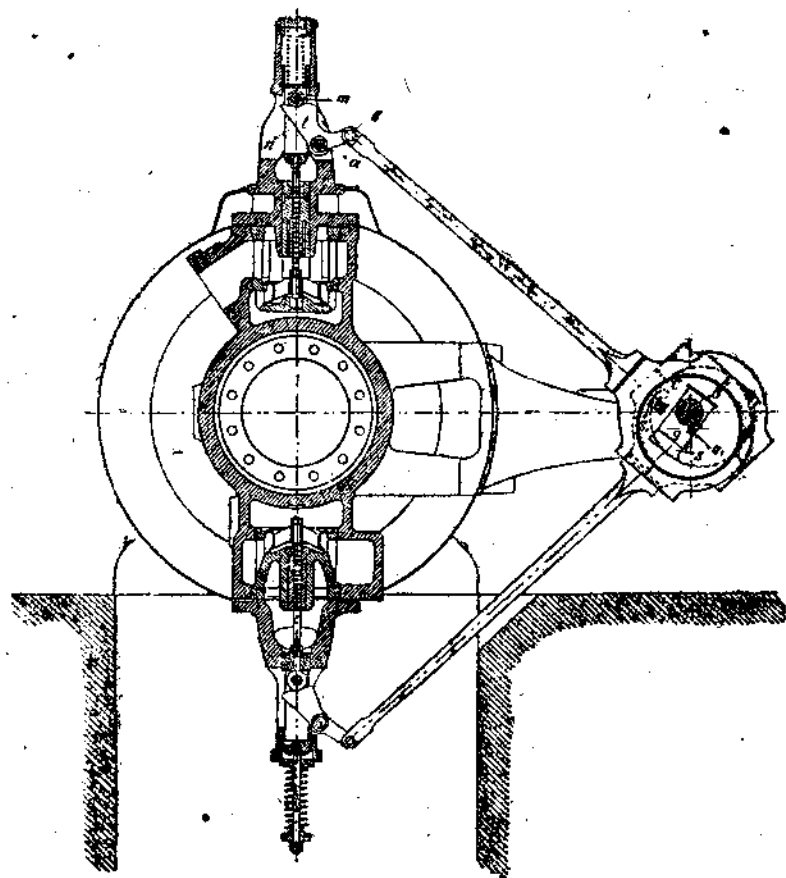
В этом распределении та или иная степень наполнения может устанавливаться изменением величины эксцентриситета и его угла заклинивания, что достигается действием на эксцентрик плоского регулятора.

В парораспределении Лентца применяются как основные части механизма следующие кулаки.

Поперечный разрез машины с распределением Лентца представлен на фиг. 203.

Каждый из клапанов, впускной и выпускной, имеет самостоятельные

эксцентрики, причем первый из них связан с плоским регулятором, а второй заклинен на валу неподвижно. С эксцентриковой тягой выпускного клапана соединен в точке *б* качающийся кулак *г*, подвешенный в точке *а*. Клапанный шток заканчивается цилиндрическим телом *ж*, имеющим вертикальный прорез. В этом прорезе помещается ролик *з*, ось которого проходит сквозь упомянутый стакан *л*. Клапан прижимается к своему гнезду, а ролик — к качающемуся кулаку при помощи пружины, заложенной в вер-



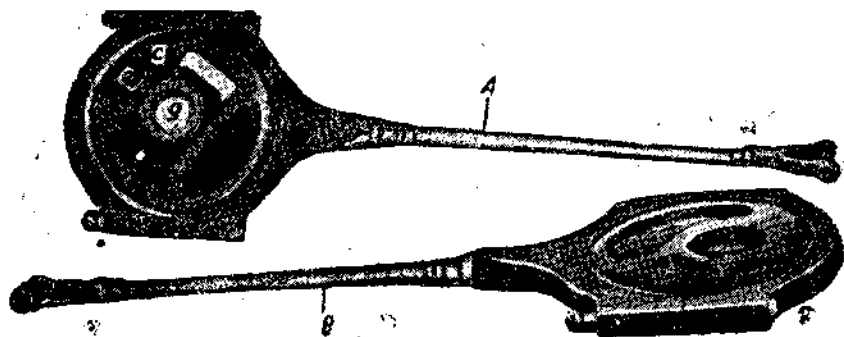
Фиг. 203. Парораспределение Лентца.

ней части клапанной коробки. При вращении эксцентрика конец *б* эксцентриковой тяги описывает дугу круга вокруг точки *а*; кулак при движении точки *б* вниз набегают своим выступом на ролик и поднимает клапан. При движении точки *б* вверх ролик спускается с кулачного выступа, клапан под действием пружины закрывается.

Аналогичным образом приводится и выпускной клапан.

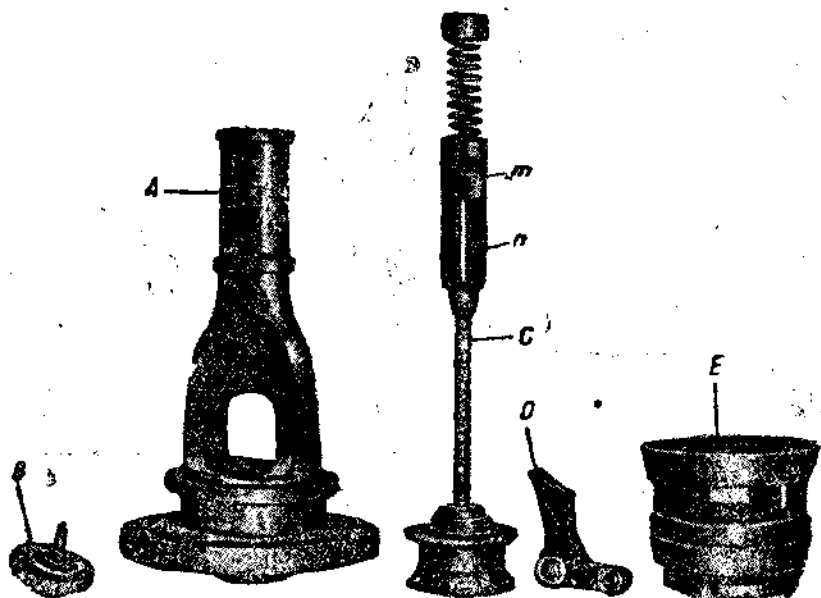
В эксцентрике для впуска сделан прорез *з*, которым эксцентрик надет на камень *г*, заклиненный на распределительном валике. Эксцентриковый диск захватывается пальцем *с*, который связан с регулятором, и при пере-

мещения грузов последнего поворачивается по дуге круга вокруг центра O . Палец захватывает при этом эксцентриковый диск и перемещает его по камню g ; диск скользит по камню своим прорезом z . Так как эксцентрико-



Фиг. 204. Эксцентрики распределения Лента.

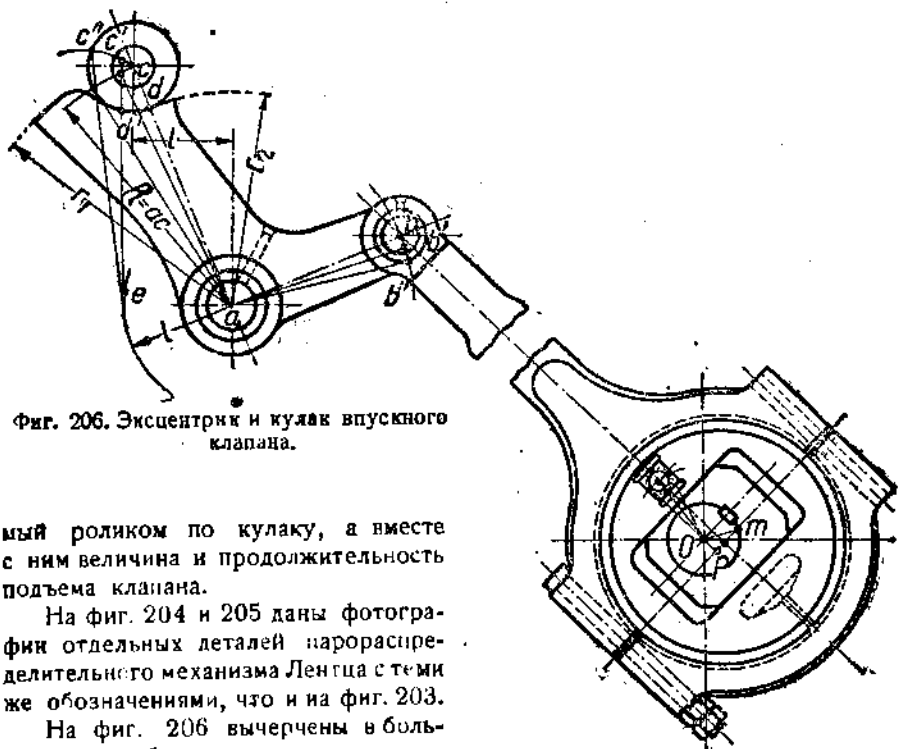
вый диск перемещается прямолинейно, а конец c должен описывать дугу круга, то последний образован в виде камня, входящего в прорез z диска. Ось этого прореза расположена перпендикулярно к оси первого прореза.



Фиг. 205. Детали парораспределения Лента.

Длина прореза z , сделана больше соответствующего размера камня c на величину стрелки прогиба той дуги, которую описывает точка c .

Таким образом под действием регулятора изменяются эксцентриситет и угол заклинения эксцентрика, изменяется размах точки b , путь, проходи-



Фиг. 206. Эксцентрик и кулак впускного клапана.

мый роликом по кулаку, а вместе с ним величина и продолжительность подъема клапана.

На фиг. 204 и 205 даны фотографии отдельных деталей парораспределительного механизма Ленца с теми же обозначениями, что и на фиг. 203.

На фиг. 206 вычерчены в большем масштабе кулак и ролик впускного клапана. Механизм показан в положении начала впуска. Профиль кулака очерчен радиусами r_1 и r_2 из точки a и переходной кривой по способу, который был изложен в § 65; $cc'c''$ представляет собою кривую подъема центра ролика. Кривая эта вычерчивается дугами кругов, concentричных с профилем кулака. Ролик соприкасается с кулаком в точке d .

Когда точка b , перемещаясь по дуге радиуса ab , перейдет в точку b' , с роликом придет в соприкосновение точка d' кулака. Если считать кулак неподвижным, а ролик катящимся по нему, то центр ролика относительно кулака переместится cm в точку c' . Клапанный шток при этом принял бы направление $c'e'$ (касательное к окружности вокруг точки a радиуса l). Подъем клапана поэтому найдется как отрезок от точки c' до дуги, описанной радиусом ac из точки a .

Подобным же образом можно измерить подъем клапана для положения точки b в b'' . На чертеже отмечена величина этого подъема в виде отрезка под точкой c'' . Максимальный подъем клапана равен разности радиусов $r_1 - r_2$, которыми описан профиль кулака.

На фиг. 207 представлена цейнеровская диаграмма для разбираемого парораспределения. Положения кривошипа в моменты предварения впуска и отсечки при нормальном наполнении снесены с индикаторной диаграммы. Максимальная степень наполнения выбрана. Исходя из последней, находим направление эксцентриситета Om для максимального наполнения. $Om = l_{\max}$ при угле опережения δ_m .

Кривая вершин выбирается в виде прямой линии, соединяющей точки m и p (перпендикулярно к положению кривошипа в момент предварения впуска).

Разделив пополам угол между положениями кривошипа при начале впуска и в конце нормального наполнения, найдем направление и величину эксцентриситета Ol для нормальной нагрузки машины. $Ol = r$ при угле опережения δ_n .

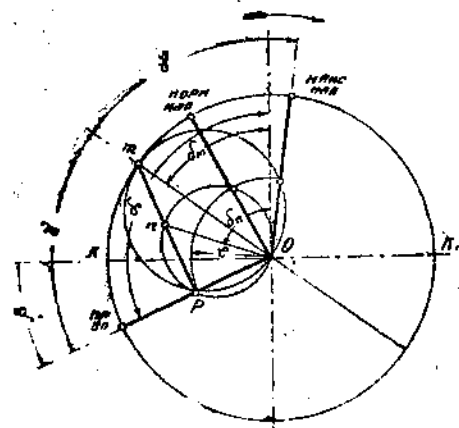
Цейнеровская окружность, описанная на Ol , должна пройти через точку P , величина внешней перекрыши e остается без изменения.

Если под действием регулятора эксцентриситет будет уменьшен до величины OP , то соответствующая ему цейнеровская окружность не пересечет дуги внешней перекрыши — будет касательной к ней, и отсечка произойдет в момент предварения впуска.

Таким образом достигается минимальное — нулевое — наполнение.

Угол опережения эксцентриситета $OP = r_{\min}$ на диаграмме отмечен углом δ_0 .

Величины, измеряемые в виде хорд цейнеровских окружностей, проходящих через точку O , в данном случае представляют собою сдвиги точки b на фиг. 206 от ее среднего положения. Внешняя перекрыша e представляет собою путь, который проходит точка b от своего среднего положения до того мо-



Фиг. 207. Диаграмма Цейнера.

мента, когда кулачный выступ начинает приподнимать ролик, а вместе с ним и клапан.

На фиг. 206 на чертеже эксцентрика нанесена его конная вершин в виде линии mP , соответствующей диаграмме на фиг. 207. Угол OlP на обеих фигурах одинаков.

На фиг. 208 изображена схема действия впускного распределения Двигателя.

Эксцентрикская окружность начерчена в большем масштабе, чем профиль кулака, для ясности построения.

Точка схвата b описывает дугу круга вокруг точки a . Отметив среднее направление эксцентриковой тяги E_1E_2 , из точек E_1 и E_2 сделаем засечки радиусом, равным длине эксцентриковой тяги Ob . Этим определяются крайние положения точки b , а именно: b_1 и b_2 .

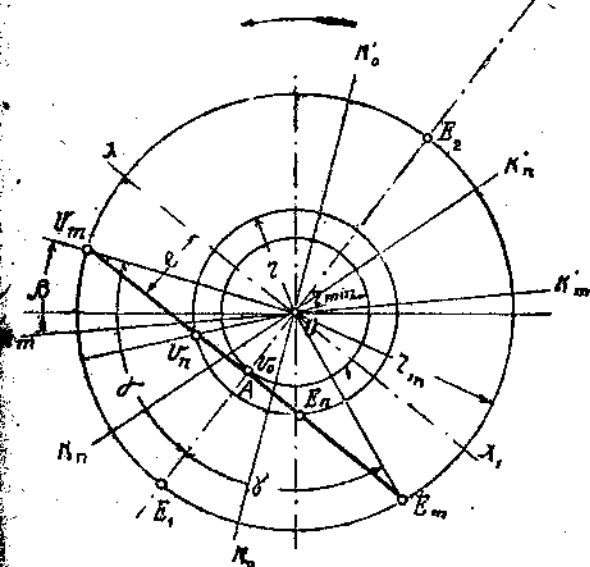
Профиль кулака должен быть вычерчен так, чтобы при крайнем нижнем положении точки b ролик не сбегал с кулака.

Из диаграммы (фиг. 207) возьмем углы γ , которые составляют положения кривошипа при начале и конце впуска с положением Ol , соответствующим мертвому положению эксцентриситета.

Углы γ отложим на фиг. 208 по обе стороны от OE_1 . Точка γ_n указы-

вает положение эксцентриситета при начале впуска, точка E_m — в момент отсечки при максимальном наполнении.

Из точки σ_m (или E_m) сделаем засечку радиусом Ob , которая пересечет дугу b, b_2 в точке b_0 . Для этого положения и вычерчен кулака; ролик должен находиться на нем в момент начала подъема — предварения впуска. Линия, соединяющая точки σ_m и E_m , отстоит от средней линии xx_1 на величину внешней перекрыши e (линию $\sigma_m E_m$, равно как и xx_1 , правильно было бы начертить дугой круга из точки $b_0(b)$, но ввиду того что



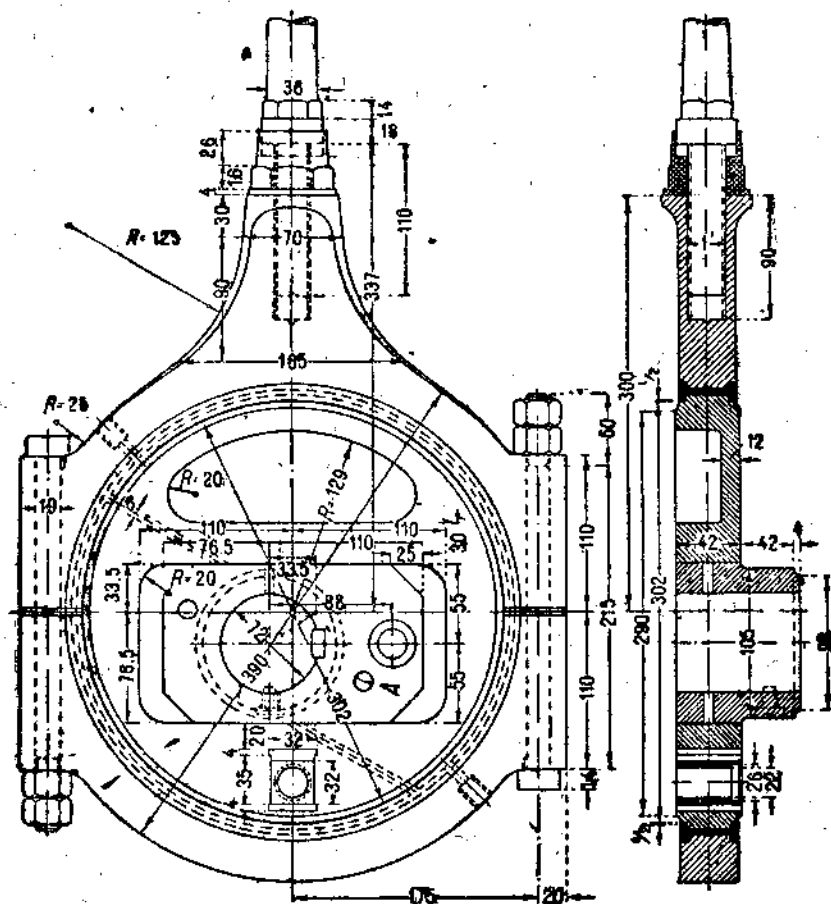
Фиг. 208. Схема перораспределения Лемана.

Если, пользуясь диаграммой (фиг. 207), отложить углы, которые составляют положения кривошипа в начале впуска и в конце нормального исполнения с направлением On , то мы найдем на схеме распределения положения эксцентриситета $O\sigma_m$ и OE_m . Для максимального наполнения эксцентриситет был равен r_m , в данном же случае (для нормального наполнения) — r . Эксцентриситеты для различных наполнений на фиг. 207 и 208 друг другу равны.

длина тяги Ob весьма велика в сравнении с величиной эксцентриситета, можно дугу заменить ее хордой).

При повороте эксцентриситета от положения Ox до $O\sigma_m$ точка схвата проходит путь bb_0 , а кулак совершает во ролику холостой ход от среднего положения до начала впуска. Значение перекрыши e , таким образом, аналогично с золотниковыми распределениями. «Открытие окна», измеряя его как бы по диаграмме Мюллера, представляется отрезком AE_1 ; соответственно этому отрезку точка b проходит путь b_0b_1 , а подъем клапана находится так, как это указано выше на фиг. 206.

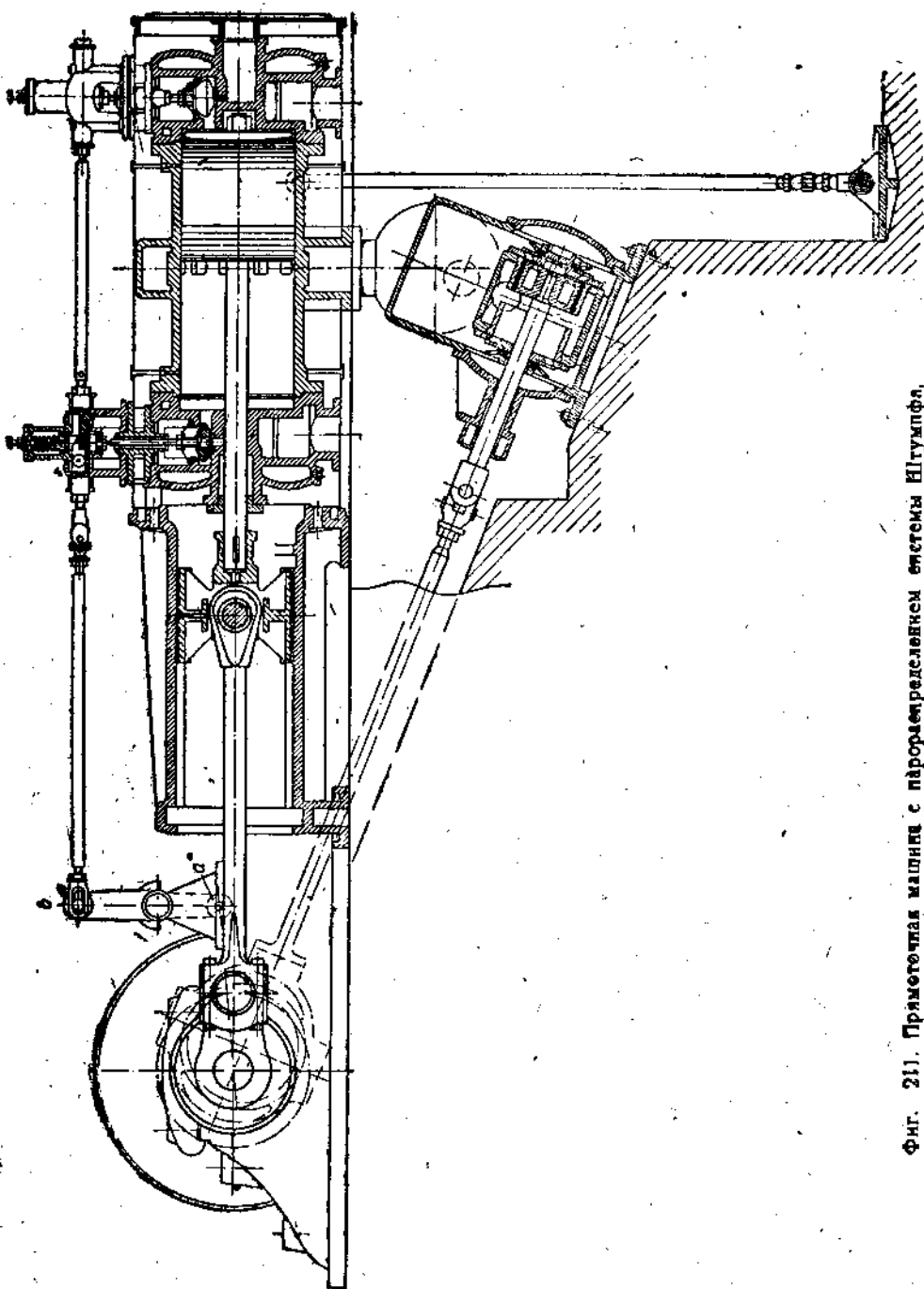
Поэтому и мертвые положения главного кривошипа на схеме распределения будут иметь для разных степеней наполнения разные положения. Чтобы определить их, нужно отложить от положения кривошипа при начале впуска по направлению вращения угол β (фиг. 207). Тогда для максимальной степени наполнения мы получим на фиг. 208 мертвые положения кривошипа по линии $K_m K'_m$ для нормального наполнения — по линии $K_n K'_n$ для минимального — $K_0 K'_0$.



Фиг. 210. Эксцентрик впускного клапана завода Erste Brünner Maschinenfabrik.

При проектировании парораспределения Лентца максимальной величиной эксцентриситета приходится задаваться. По выбору ее, строится дейнеровская диаграмма согласно фиг. 207, намечаются кривая вершин и величина внешней перекрышки, определяются углы, необходимые для построения схемы распределения. Построение последней нами описано.

При вычерчивании профиля кулака необходимо, конечно, принять во внимание вычисленную предварительно максимальную высоту подъема кла-



Фиг. 211. Параллельная машина с параллельным движением системы Нитупфа.

пана и добиться того, чтобы при максимальном наполнении этот подъем был осуществлен.

При помощи схемы (см. также фиг. 206) определяется подъем клапана при нормальной нагрузке машины. Обычно он меньше ранее вычисленной величины, и в таком случае необходимо проверить, достаточен ли этот подъем для того, чтобы не происходило дросселирования пара.

В большинстве случаев при нормальной степени наполнения ролик проходит лишь незначительный путь по кулачному выступу, и подъем клапана до известного предела увеличивается с возрастанием степени наполнения. Это обстоятельство нужно иметь в виду при выборе максимальной высоты подъема.

Конструктивные чертежи основных деталей парораспределения Лентца—кулака и впускного эксцентрика — представлены на фиг. 209 и 210.

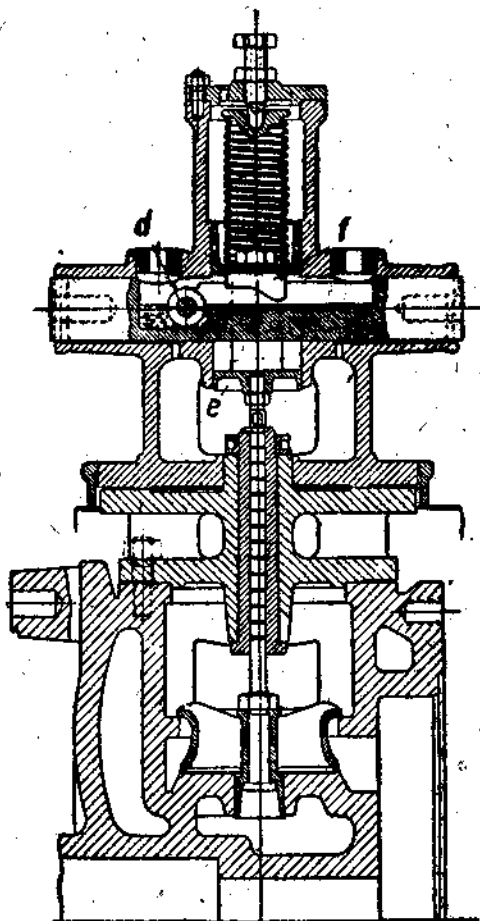
Детали эти относятся к машине высокого давления ($p_1 = 27 \text{ ат}$, $p_2 = 8 \text{ ат}$): $D = 330 \text{ мм}$, $S = 750 \text{ мм}$, $n = 125$. Заслуживает внимания способ смазки нижнего валика, выпускного кулака — по сверлению, через которое масло поступает из втулки среднего валика.

Круглое отверстие A в камне эксцентрика (фиг. 210) служит для соединения с выпускным эксцентриком, который не заклинивается на валу, а скрепляется с первым эксцентриком болтом, входящим в прорез эксцентрикового диска (фиг. 204). Такая конструкция позволяет менять угол заклинивания выпускного эксцентрика.

§ 68. Парораспределение Штумфа.

Проф. Штумф в первых выпусках своих прямооточных машин применил специально сконструированное парораспределение, общий вид которого представлен на фиг. 211, а деталь клапанной коробки на фиг. 212.

От эксцентрика, насаженного на коренном валу машины, при посредстве рычага ab получает возвратные прямолинейные перемещения горизонтальный шток. В выемках этого штока против каждого из клапанов ма-



Фиг. 212. Клапанная коробка парораспределения Штумфа.

шины заложены ролики d (фиг. 212). Клапанный шток заканчивается стаканом e , сквозь прорез которого проходит горизонтальный шток. В этом же прорезе прикреплен кулак f . При движении штока вправо (для левой полости цилиндра) ролик набегает на выступающую часть кулака и поднимает клапан. При обратном движении штока клапан опускается под действием пружины.

Клапаны расположены в крышках цилиндра. Пар подводится снизу и обогревает внутреннюю поверхность крышек. Внизу на фиг. 211 показан насос конденсационного устройства.

При работе машины горизонтальный шток с роликами от повышения температуры удлиняется менее, чем цилиндр машины. Поэтому правильность распределения,



Фиг. 213. Машина Штумфа.

установленного в холодном состоянии, несколько нарушается. Это обстоятельство является некоторым дефектом распределения Штумфа, выгодно отличающегося своей простотой и отсутствием распределительного валика.

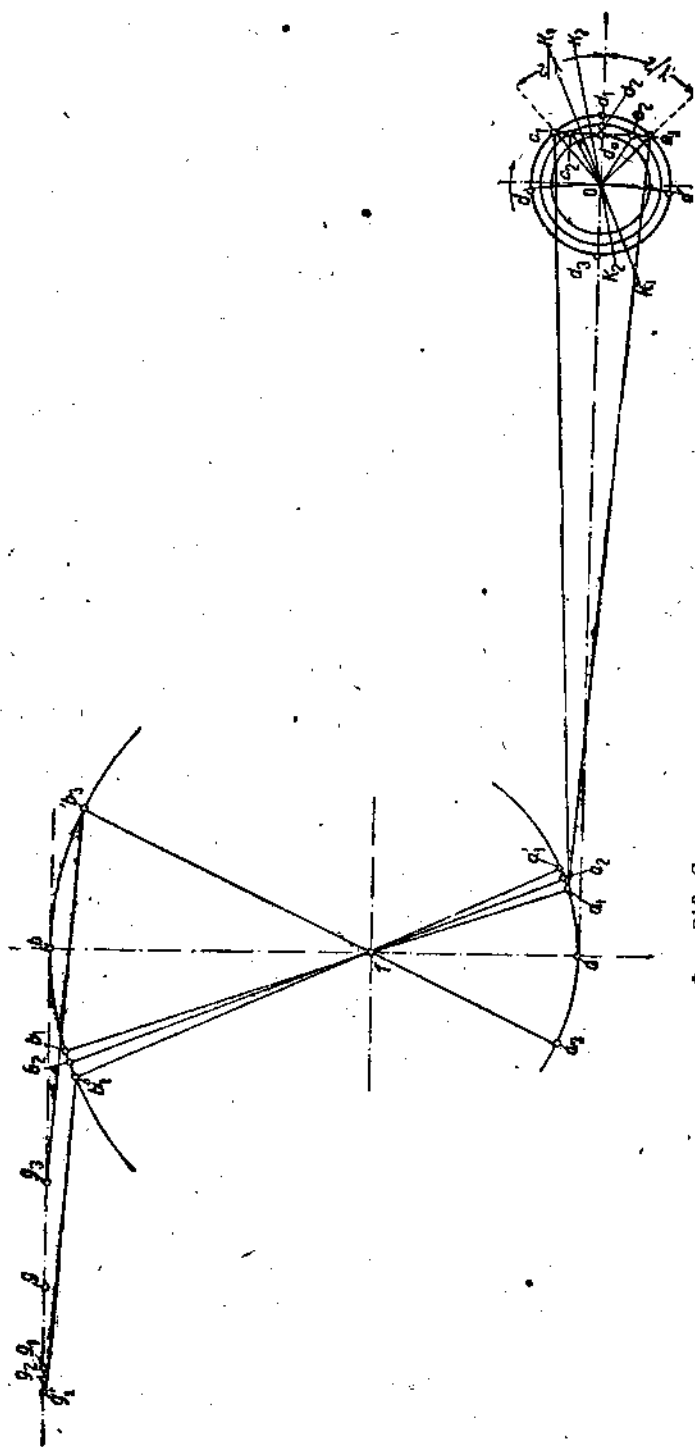
Из фотографии на фиг. 213 видна конструкция рычага ab между эксцентриком и горизонтальным штоком.

На фиг. 214—216 приведено графическое исследование парораспределения Штумфа, эксцентрик которого управляется плоским регулятором типа Лентца (с прямолинейной кривою вершин lq — фиг. 214).

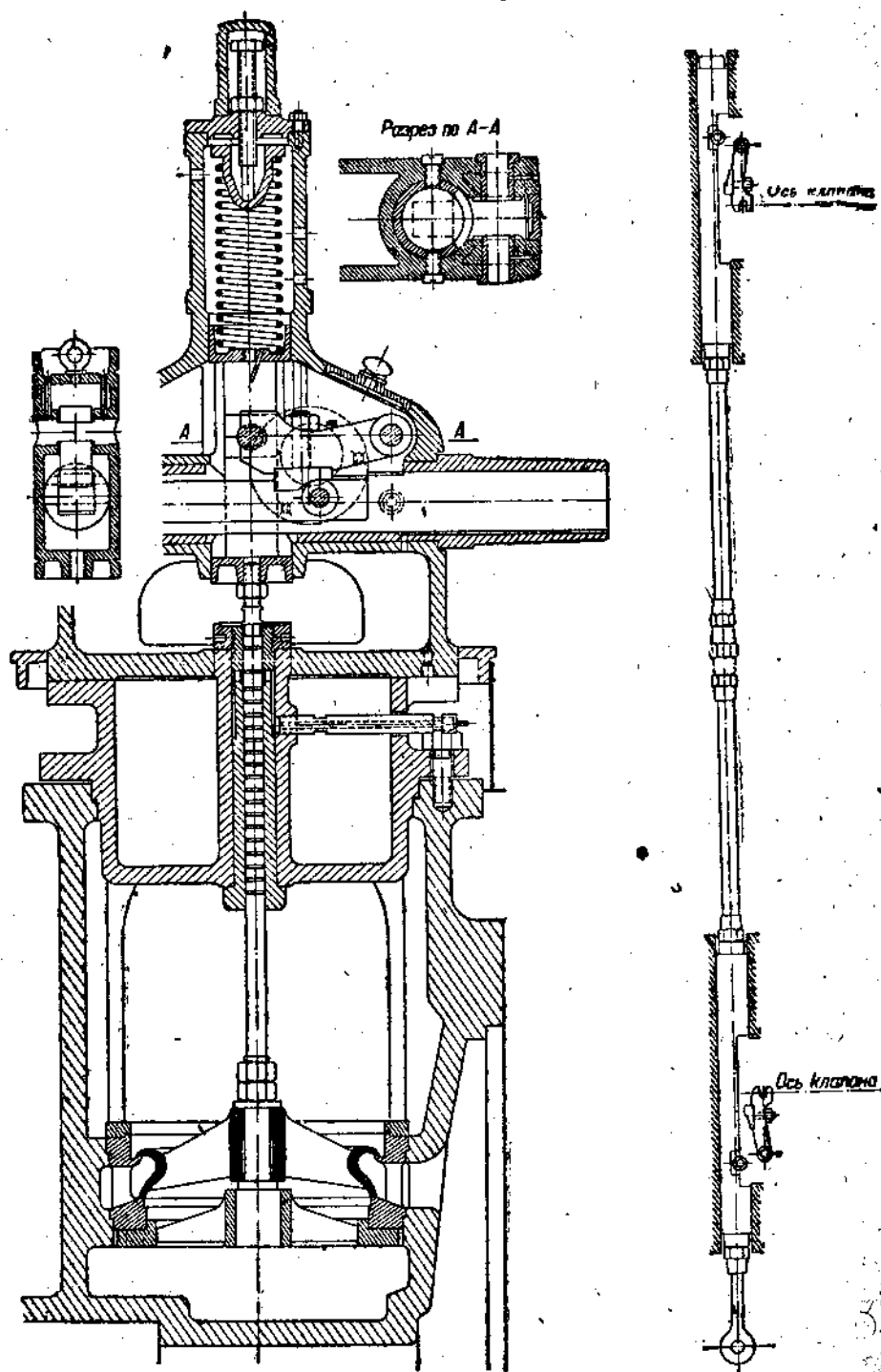
Диаграмма Цейнера для этого случая совершенно аналогична фиг. 207. Нормальная степень наполнения определяется положением кривошипа Ol , максимальная — Om . Для достижения нулевой степени наполнения эксцентриситет доводится до величины Oq , равной «внешней перекрыше» e .

Наметив профиль кулака MN (фиг. 215) так, чтобы максимальный подъем клапана h_{max} в 1,5—2 раза превышал вычисленную необходимую величину нормального подъема h , строим кривую подъема клапана OO''^1 . Точка O' на высоте h определяет величину a_n сдвига ролика от начала впуска до момента наибольшего подъема клапана при нормальной степени наполнения. Величина a_n измеряется сдвигом конца эксцентриковой тяги, умноженным на передаточное отношение рычага ab (фиг. 211). На фиг. 216 плечи этого рычага измеряются отрезками af и fb . Поэтому отрезок st на

¹ При малых степенях наполнения, с какими обычно работают машины Штумфа, приходится иногда выпускать для нормальной степени наполнения скорости пара большие, чем указанные ранее. В исключительных случаях можно доводить скорость пара до 8 м/сек, если нет возможности получить достаточное сечение для прохода пара (например, увеличением диаметра клапана). При больших степенях наполнения h_{max} может равняться h .



Фиг. 216. Схема парораспределения Штумфа.

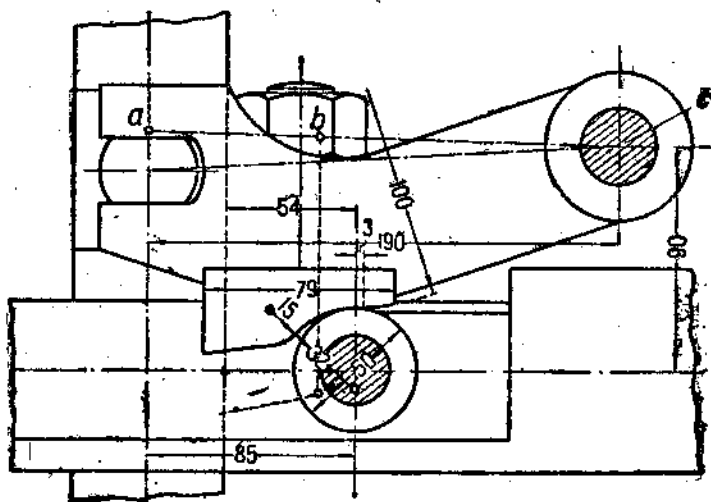


Фиг. 217. Парораспределение Штумфа.

(при максимальной степени наполнения). Точка O'' должна находиться на прямолинейном участке кривой подъема клапана.

Если из произведенных построений и вычислений окажется, что наибольший эксцентриситет слишком велик или что положение точки O'' не соответствует вышесказанному, можно заменить профиль кулака, отношение плеч $\frac{af}{fb}$ (в пределах, допускаемых расположением рычага на раме машины) или кривую вершины lq , сделав ее выпуклой по типу эксцентриков Прелля (см. ниже).

Общая схема механизма изображена на фиг. 216. При максимальной нагрузке машины впуск начинается при положении эксцентрика Oe_1 , отсечка — при положении Oe_2 , наибольший подъем клапана — при поло-



Фиг. 218. Кулак парораспределения Штумпфа.

жения Od_1 . Соответствующие положения конца эксцентриковой тяги — a_1 и a'_1 , шарнира на горизонтальном штоке — g_1 и g'_1 . Положение механизма в момент начала впуска изображается, таким образом, ломаной линией $a_1b_1g_1$. Аналогичные точки для работы с нормальной степенью наполнения обозначены индексом 2. Минимальный эксцентриситет измеряется отрезком Od_0 .

При крайнем левом положении эксцентриситета механизм занимает положение $a_2b_2g_2$, при средних положениях — abg (центр эксцентрика — в точках a' или a'_1 на дуге круга из точки a).

Отрезок $aa_1 = Od_0$ представляет собой как бы «внешнюю перекрышу» парораспределения.

Линия мертвых положений кривошипа K_1K_1 относится к максимальной степени наполнения, K_2K_2 — к нормальной степени наполнения.

При работе с малыми степенями наполнения, когда получается недостаточный подъем клапана h , целесообразно применять конструкцию парораспределения Штумпфа, изображенную на фиг. 217. и 218. Здесь высота подъема клапана определяется умножением величины подъема точки ку-

лака, соприкасающейся с роликом, на соответствующее этому моменту отношение плеч $\frac{aa'}{bc}$ (фиг. 218).

Исследование и проектирование этого механизма производится так же, как и вышеописанного: лишь кривая подъема на фиг. 215 заменяется новой путем умножения ординат ее на отношение плеч $\frac{aa'}{bc}$, постепенно уменьшающееся по мере движения ролика влево.

§ 69. Парораспределения Прелля, Штейна и Дэрфеля.

Общий вид расположения парораспределительного механизма Прелля представлен на фиг. 219.

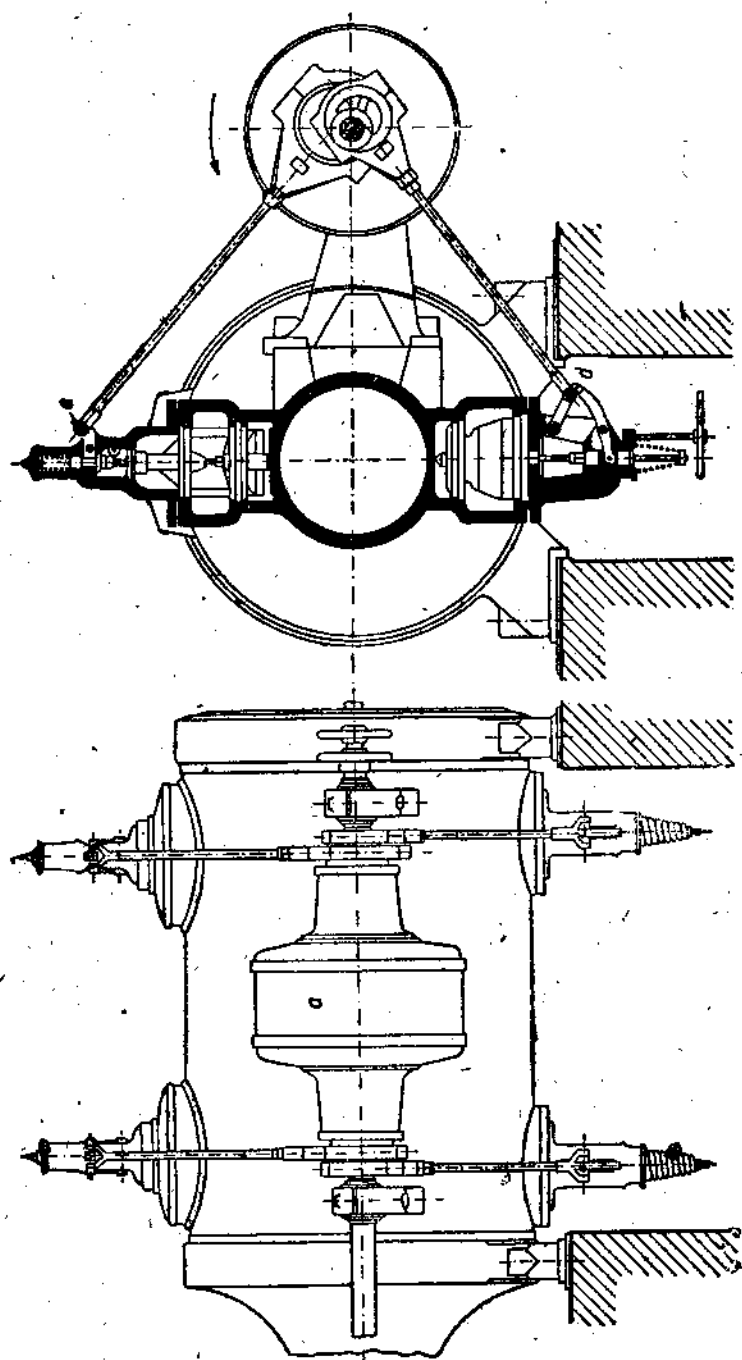
Ролики c и d на концах эксцентриковых тяг набегают на рычаги с кулачковыми выступами и поднимают клапаны. Впускные эксцентрики управляются плоским регулятором a .

На фиг. 220 изображена колонка впускного клапана этого механизма, а на фиг. 221 — способ определения высоты подъема клапана для того или иного перемещения точки c . Последняя при вращении эксцентрика описывает дугу круга вокруг точки a ; cc_1 представляет собою кривую перемещения центра ролика относительно кулака. Если положить, что серья ac повернется на угол β , то точка c займет положение x ; при этом правый конец рычага с кулаком опустится, вращаясь вокруг точки b . Угол этого поворота можно найти, вырезав рычаг и кривую cc_1 на кальки и поворачивая их до совпадения некоторой точки кривой cc_1 с точкою x . Очевидно, того же результата можно достигнуть проведением дуги круга радиусом bx до пересечения с кривою cc_1 . Угол γ и будет углом поворота кулачного рычага. Если радиусом bd описать окружность из точки b , то она отсечет между лучами bc_1 и bx высоту подъема клапана при повороте серьи ac на угол β .

Конструкция впускного эксцентрика изображена на фиг. 222. A представляет собою эксцентрик, заклиненный на распределительном валу, B — подвижной эксцентрик, надетый на первый и управляемый плоским регулятором, с которым он соединяется шарнирами в отверстиях P_1 и P_2 . Диаметр подвижного эксцентрика D_2 в том месте, где на него надет хомут, значительно уменьшен и равен приблизительно диаметру первого эксцентрика D_1 .

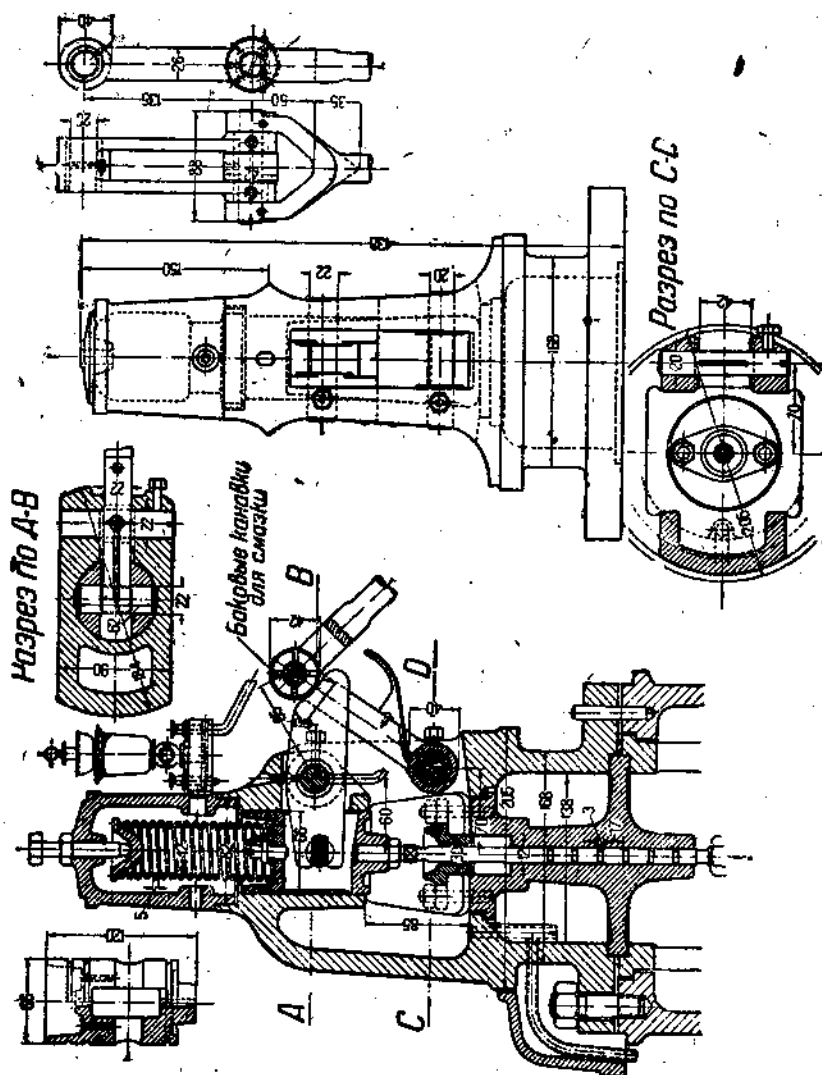
Метод построения общей схемы парораспределения не отличается от разобранных в предыдущих параграфах. На фиг. 223 изображены окружности, описываемые эксцентриситетом при различных степенях наполнения. r , представляя собой эксцентриситет основного эксцентрика, r_1 — подвижного эксцентрика (по отношению к центру E_1 первого), E_1E_2 — кривая вращений; r_1 — суммарный эксцентриситет при максимальном наполнении, r_2 — при нормальном, r_3 — при минимальном наполнении. Сдвиг конца эксцентриковой тяги (при максимальном наполнении) от момента начала впуска до наибольшего подъема клапана измеряется отрезком E_2K_2 . Величину этого отрезка надо отложить от точки c (фиг. 221) по дуге cx для определения соответствующей высоты подъема клапана.

Направления V_1 , V_2 определяют положение эксцентриситета в момент



Фиг. 219. Общее представление перераспределительного механизма Пресла.

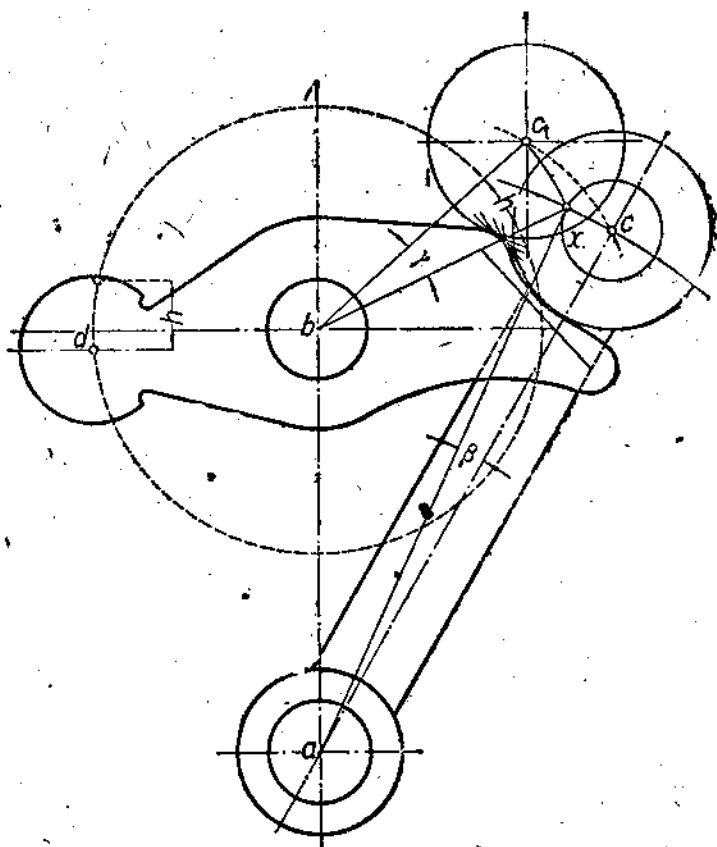
начала впуска, A_1 , A_2 — в момент отсечки, K_1 , K_2 — при мертвых положениях кривошипа; индекс 1 соответствует максимальной, индекс 2 — нормальной степени наполнения. Все эти положения берутся из кривошипной диаграммы.



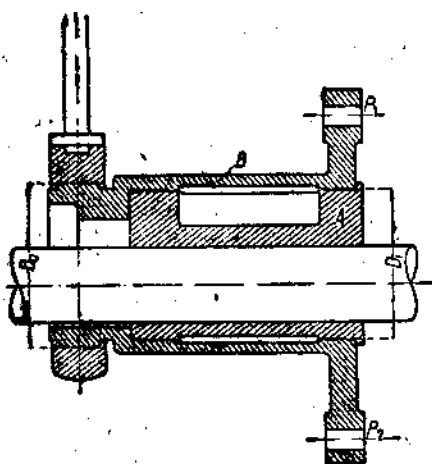
Фиг. 220. Колодка впускного клапана парораспределения Промля.

Принцип качающегося кулака использован, кроме описанных, и другими системами принудительных распределений.

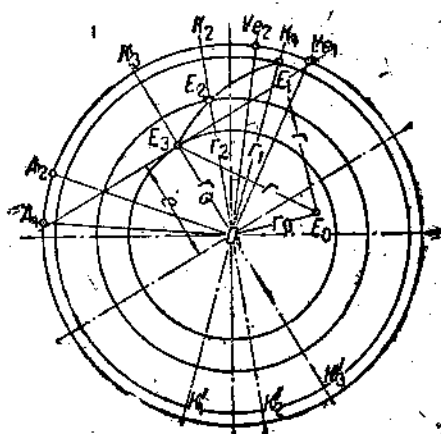
На фиг. 224 представлен механизм Штейна, в котором кулачный выступ сделан на непосредственном продолжении эксцентриковой тяги. Последняя направляется двумя роликами: одним неподвижным, другим — упирающимся в ролик клапанного штока (последний укреплен способом, аналогичным с механизмом Лентца).



Фиг. 221. Определение высоты подъема клапана.



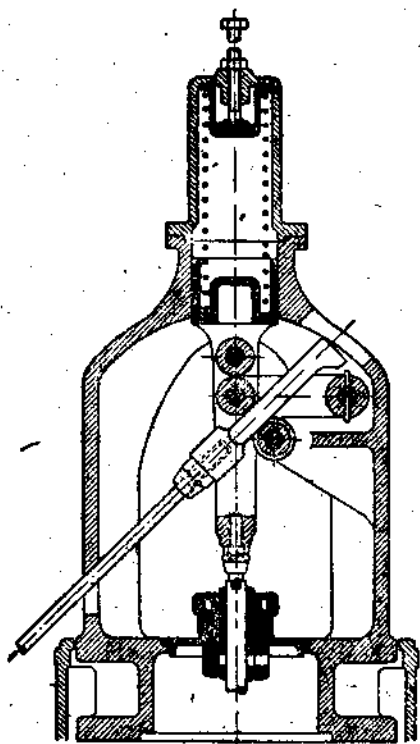
Фиг. 222. Впускной эксцентрик парораспределения Преяля.



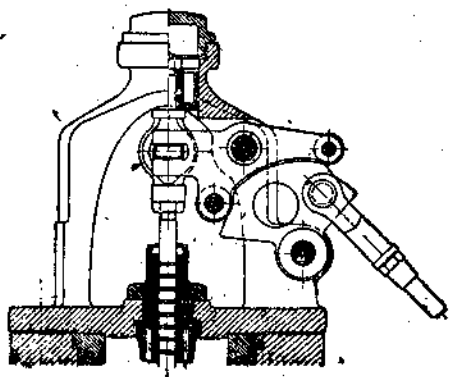
Фиг. 223. Эксцентриковые окружности распределения Преяля.

Своеобразную конструкцию имеет парораспределительный механизм Дэрфеля (фиг. 225).

Пружина в этом механизме служит главным образом для прижимания клапана к гнезду при холостом ходе механизма, а опускание клапана производится качающимся кулаком. Последний имеет две рабочих поверхности и соответственно с этим рычаг, соединенный с клапанным штоком, — два ролика. При движении эксцентриковой тяги вверх левый кулачный выступ набегаёт на ролик и приподнимает клапан. Левая рабочая поверхность кулака очерчена так, чтобы клапан не оста-



Фиг. 224. Парораспределение Штейна.



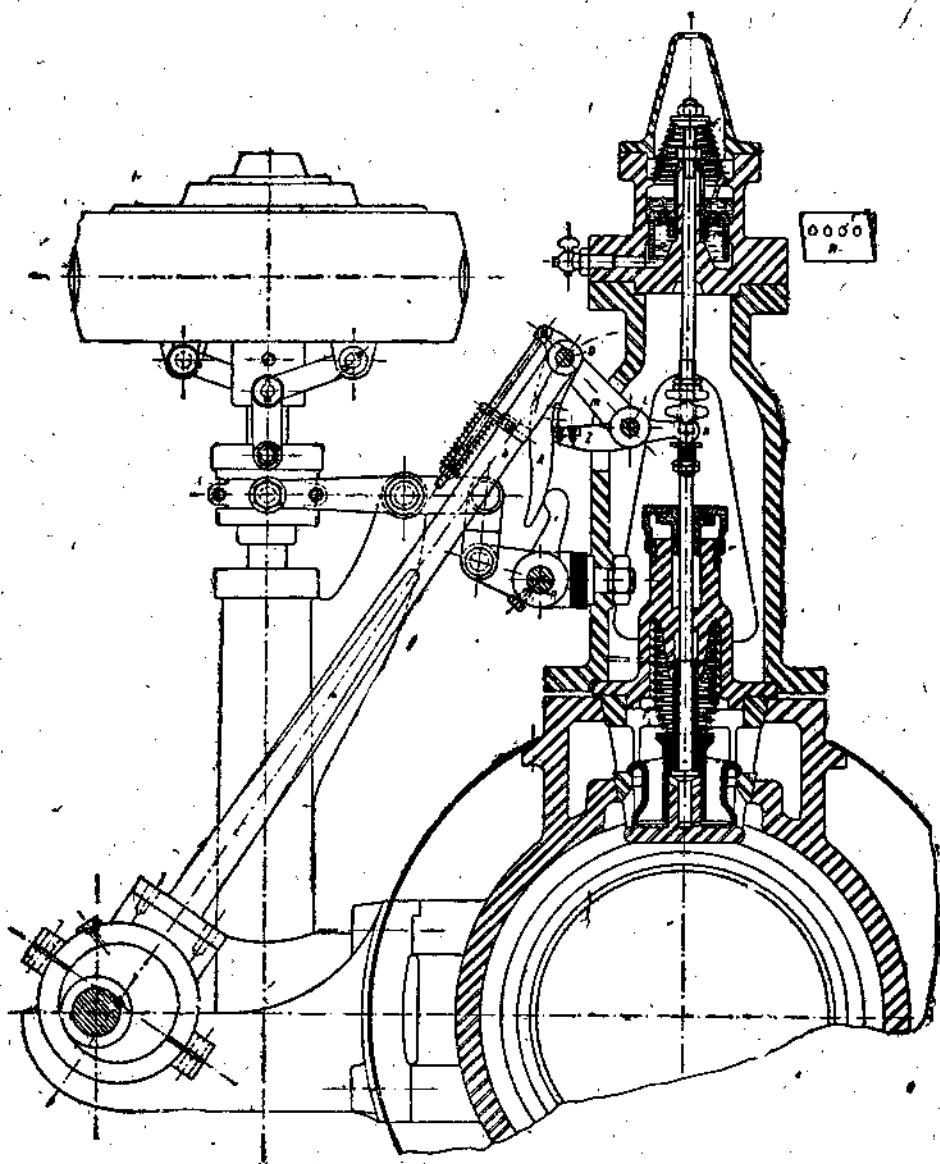
Фиг. 225. Парораспределение Дэрфеля.

навливался по достижении максимального подъема, а в незначительной мере продолжал бы подниматься и дальше. Этим устраняется возможность повисания клапана. Опускание клапана производится при движении эксцентриковой тяги вниз, когда на ролик набегаёт правый кулачный выступ. Соединение клапана со штоком сделано не жестким, а при помощи пружины, которая дает возможность штоку опускаться после того, как клапан уже сел на гнездо. Это позволяет очертить и правую рабочую поверхность кулака так, чтобы движение штока не прекращалось и по закрытии клапана. Плотность закрытия этим обеспечивается.

Регулирование в двух последних распределениях осуществляется изменением эксцентриситета под воздействием плоского регулятора.

§ 70. Парораспределение Кольмана (новое) как пример расцепного распределения.

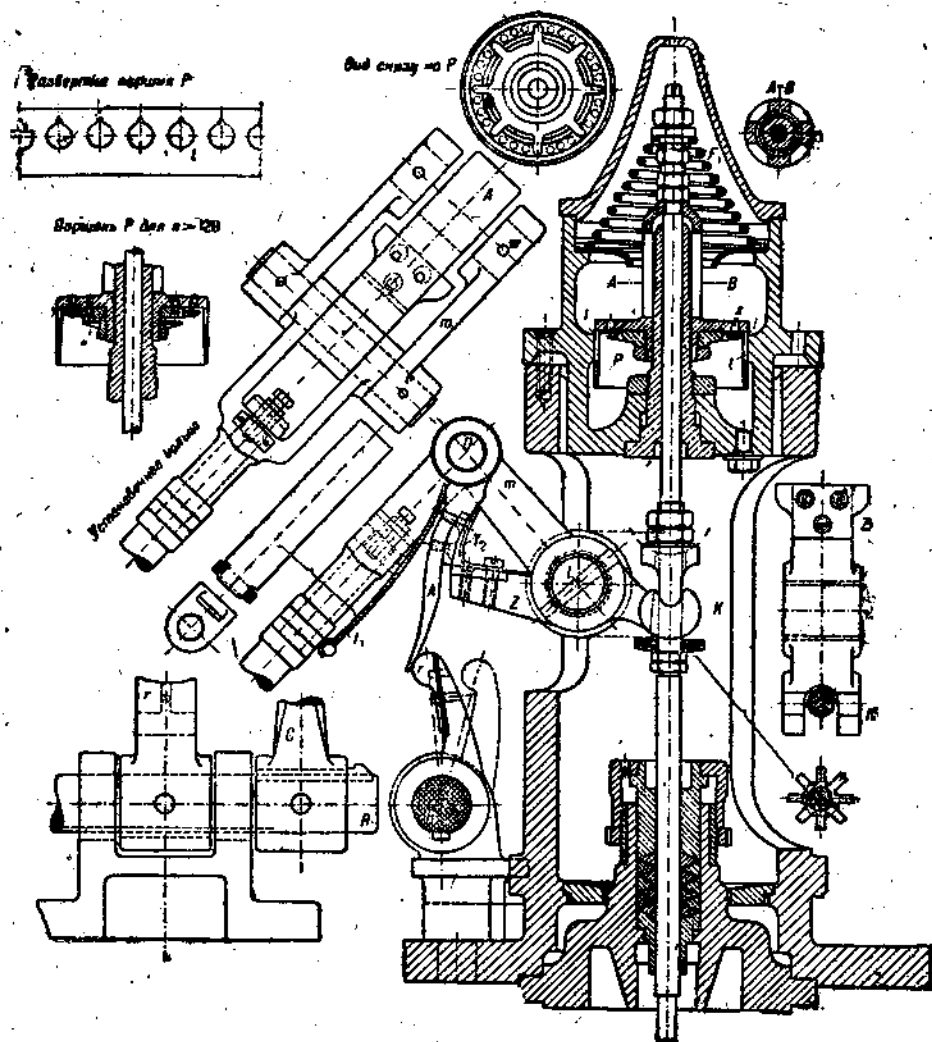
На фиг. 226 представлен чертеж впускного клапана и его привода по системе Кольмана. Механизм состоит из следующих основных деталей: ры-



Фиг. 226. Расцепное парораспределение Кольмана.

чага ZK , имеющего точку опоры L ; валика D , который служит шарнирным соединением между рычагом m , надетым на валике L , и эксцентриковой тягой b ; активной запевки или собачки A , которая свободно подвешена на валике D и спиральной пружиной отжимается постоянно по направлению к оси клапана; рычажка r , который может поворачиваться вместе с валиком R , находящимся под воздействием регулятора. Эксцентриковая тяга b соединена с простым эксцентриком на распределительном валу. Точка D при вращении эксцентрика перемещается по дуге круга вокруг точки L .

При нисходящем движении точки *D* собачка *A* садится на конец *Z* рычага, называемого также пассивной зацепкой, и тянет его за собой вниз. Другой конец рычага *K* при этом поднимает клапан. По мере опускания собака касается рычажка *Г* и благодаря выпуклости нижней части отклоняется



Фиг. 227. Парораспределение Кольмана.

рычажком влево и, наконец, соскакивает с рычага *Z*. Происходит расширение, и клапан под действием пружины F_2 падает.

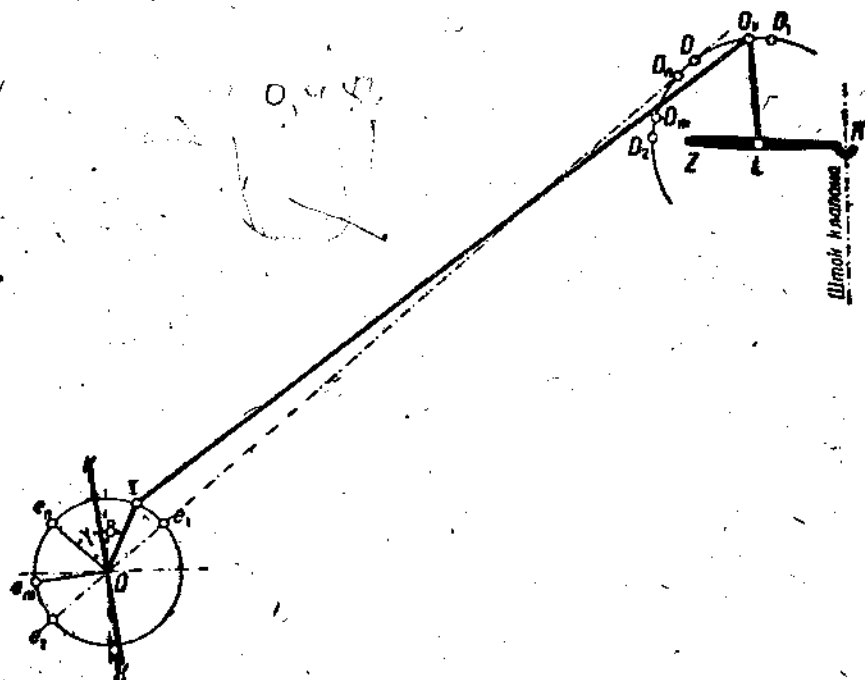
Степень наполнения машины находится в зависимости от положения рычажка *Г*. Чем более отклонен последний от оси клапана (влево), тем раньше произойдет расширение и тем меньше будет степень наполнения.

О конструктивном выполнении механизма можно судить по фиг. 226.

В точке K устроено подвижное соединение, дающее возможность концу рычага перемещаться по дуге круга, а клапанному штоку — вертикально. Эксцентриковая тяга имеет на конце свою вилку, охватывающую собачку A . Рычагов m имеется два: они расположены по наружным краям валика D .

Сцепление собачки с пассивной зацепкой Z происходит под нажимом спиральной пружины. При выполнении собачки и рычага Z особое внимание должно быть обращено на части их, находящиеся в зацеплении. Части эти обычно делаются сменными из закаленной стали и прикрепляются при помощи винтов.

Конструкции отдельных деталей показаны также на фиг. 227 с теми же обозначениями, что и на фиг. 226. Вместо спиральной пружины здесь



Фиг. 228. Схема распределения Кольмана.

поставлено две плоских — f_1 и f_2 , первая из которых сильнее второй. Рычаг G на валике R служит для соединения с муфтой регулятора.

При проектировании парораспределения Кольмана схема распределения строится в следующем порядке.

Намечается центр распределительного валика O (фиг. 228); выбирается величина эксцентриситета r , часто составляющая

$$r = 2H + 3h,$$

где H — высота подъема клапана. Из точки O описывается окружность вращения эксцентриситета радиусом r . Направление вращения эксцентриситета принято против часовой стрелки (от цилиндра).

Из конструктивных соображений выбираются размеры рычага ZK , причем для выбора соотношения

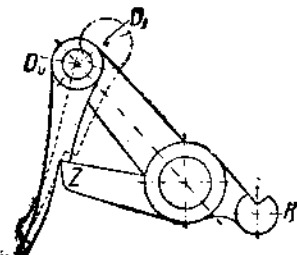
$$\frac{ZL}{LK}$$

руководствуются такими соображениями: если h мало, то LK берется меньше ZL , если же, наоборот, подъем клапана велик, то ZL делается меньше LK ; часто рычаг ZK выполняется равноплечим. Выбирается также длина рычага DL .

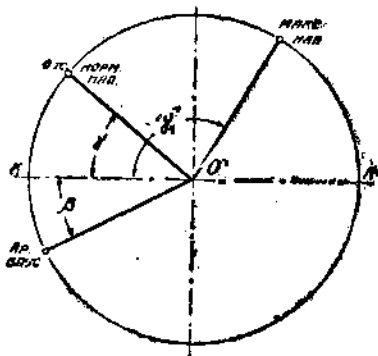
Точка D перемещается по дуге с центром в L . К этой дуге из центра распределительного валика проведем касательную, соответствующую среднему направлению эксцентриковой тяги. Отрезок OD представляет собою длину ее.

Из крайних положений эксцентриситета (точки e_1 и e_2) радиусом, равным длине тяги OD , делаем засечки и найдем точки D_1 и D_2 , соответствующие крайним положениям рычага LD .

В точке D_1 , как известно, подвешена собачка, профиль которой предварительно намечается. Когда точка D находится в положении D_1 , собачка еще не касается пассивной зацепки Z , как это изображено пунктиром на фиг. 229. Только по перемещении точки D_1 в положение D_2 собачка приходит в зацепление с рычагом ZK , как показано сплошными линиями на фиг. 229.



Фиг. 229. Положение собачки при начале впуска.



Фиг. 230. Кривошипная диаграмма.

Обыкновенно расстояние D_1D_2 выбирается от 1 до 3 мм, и на протяжении этого пути перемещение собачки не вызывает подъема клапана. При дальнейшем опускании собачки, начиная от точки D_2 , рычаг ZK поворачивается и клапан поднимается. Таким образом положение D_2 является моментом начала впуска.

Сделав засечку радиусом OD из точки D_2 на окружность эксцентрика (фиг. 228), находим точку v и положение эксцентриситета Ov , соответствующее моменту предварения впуска.

Обращаясь к кривошипной диаграмме (фиг. 230) и отметив на ней положения кривошипа для начала впуска и отсечки при нормальном наполнении, измеряем углы β и γ между этими положениями и мертвым положением кривошипа. Угол β откладываем на окружности вращения эксцентриситета (фиг. 228) от положения Ov по направлению вращения. Этим

¹ На фиг. 228 размеры отдельных частей искажены и не соответствуют друг другу; сделано это для удобства чтения чертежа, так как в противном случае эксцентриситет получил бы совершенно незначительную величину.

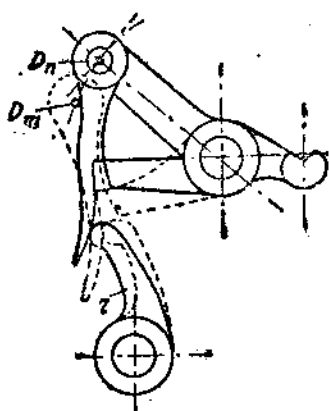
определяется линия KK_1 , соответствующая мертвым положениям кривошипа.

Положение эксцентриситета Oe_m в момент отсечки нормального наполнения найдется, если от линии OK мы отложим по направлению вращения угол γ .

Для засечки из точки e_m длиной эксцентриксовой тяги, найдем точку D_m , в которой должна находиться в момент отсечки точка подброса собачки.

Для того чтобы могла произойти отсечка, необходимо, чтобы собачка соскочила с рычага ZK . Поэтому при нахождении собачки в точке D_m рычажок l должен касаться язычка собачки, отклонив ее влево так, как показано на фиг. 231. Этим определяется необходимое положение рычажка l для нормальной нагрузки машины.

Для максимальной степени наполнения на кривошипной диаграмме (фиг. 230) отмечаем угол γ_1 между мертвым положением кривошипа и положением, соответствующим моменту отсечки. Переносим этот угол тем же методом на эксцентриксовую диаграмму, находим положения эксцентриситета Oe_m и



Фиг. 231. Положение собачки в момент отсечки.

точку D_m , в которой должно произойти расцепление. Для этого более позднего расцепления мы найдем положение механизма, подвесив собачку в точку D_m и привдя край ее защелки в соприкосновение с краем рычага Z (фиг. 231, пунктир). Рычажок l должен быть при этом отклонен вправо тем больше, чем больше максимальная степень наполнения.

Следует отметить, что расцепление механизма должно быть произведено несколько раньше момента отсечки на время падения клапана. Можно считать, что для машин с числом оборотов около 100 в минуту за время падения клапана поршень проходит путь от $8 \div 12\%$ своего хода, если степень наполнения составляет $15 \div 60\%$. Расцепление нужно производить ранее прихода

поршня в положение отсечки, руководствуясь этими цифрами.

Для получения минимальной (нулевой) степени наполнения, нужно произвести расцепление в момент предварения впуска, когда собачка подвешена в точке D_0 (фиг. 228 и 229). Рычажок l должен быть отклонен влево настолько, чтобы собачка прошла мимо конца Z рычага, не зацепив за него.

Вычерчиванием собачки в момент расцепления при минимальном и максимальном исполнении определяются, таким образом, крайние положения рычажка l , а следовательно, и угол, на который он должен быть поворачиваем регулятором.

Для сглаживания удара при падении клапана применяется масляный катак. Конструкция его ясна из фиг. 226 и 227. Пространство H заполнено маслом. Когда клапан поднимается, то поршень P легко движется вверх, так как масло свободно переходит из верхнего отделения в нижнее через окна a сверху и окна b по боковой поверхности. При падении же клапана верхние окна закрываются совершенно, а боковые каналы перед самой посадкой клапана оставляют для прохода масла резко суженное сечение; по-

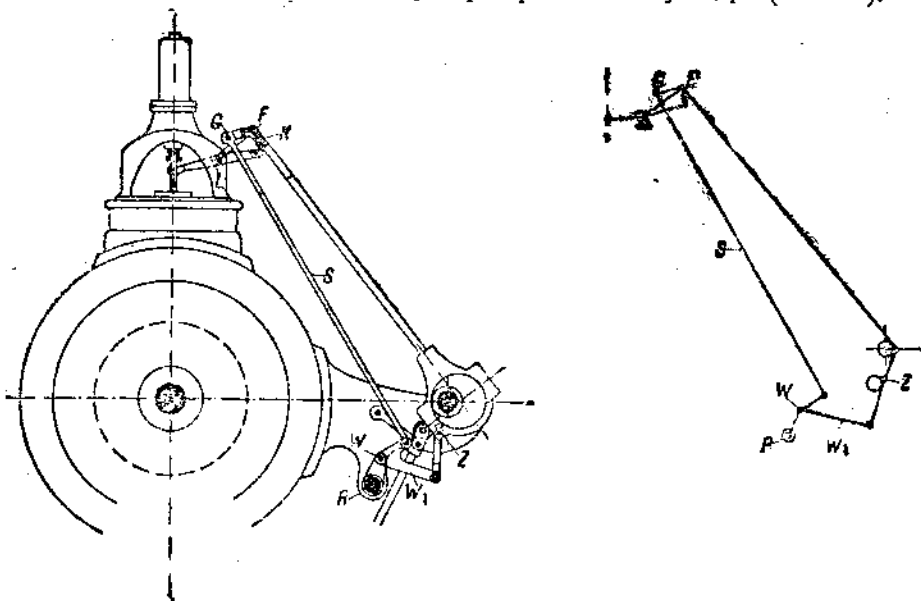
этому падение клапана в конце хода сильно тормозится и клапан садится на гнездо с небольшой скоростью.

Развертка боковой поверхности поршня P показана на фиг. 226 справа и на фиг. 227. Окна t суживаются в верхней своей части.

§ 71. Расцепные распределения Зульцера.

Эти распределения отличаются от предыдущего тем, что активная зацепка не висит свободно, а находится в принудительном соединении с другими частями механизма.

На фиг. 232 представлено старое распределение Зульцера (1878 г.).



Фиг. 232. Старое парораспределение Зудьцера.

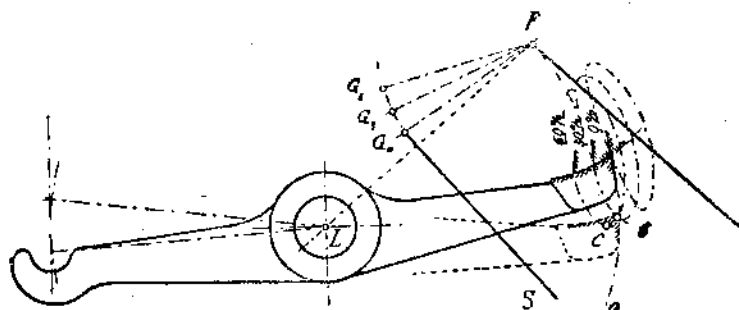
Как и в механизме Кольмана, конец эксцентриковой тяги F направляется рычагом, подвешенным к точке опоры L двуплечего рычага, осуществляющего подъем клапана. К концу эксцентриковой тяги подвешена активная зацепка K , соединенная при посредстве тяги S и углового рычага W_1 с хомутом эксцентрика в точке Z . Рабочий край зацепки K , под действием тяги S и эксцентриковой тяги описывает эллиптическую кривую (фиг. 233). Расцепление происходит в момент, соответствующий пересечению этой кривой с дугой круга, по которой перемещается край пассивной зацепки.

Валик R находится под воздействием регулятора; при повороте этого валика перемещается точка W , и край активной зацепки K отодвигается вправо или влево. На фиг. 233 отмечены три положения точки W хвоста O зацепки с тягой S : G_1 , G_2 и G_3 . Для этих положений вычерчены три эллиптических траектории край активной зацепки, соответствующие степеням

наполнения 0,30 и 60%. В первом случае траектория эта совершенно не пересекается с дугой ab , описанной из точки L ; клапан остается в покое. Во втором случае пересечение кривых происходит в точке b , и для этой степени наполнения (30%) положение двуплечего рычага вычерчено пунктиром. Для степени наполнения в 60% расцепление происходит в той же точке b , но на восходящей части эллиптической кривой: подъем клапана продолжается до прихода края активной зацепки в точку c , затем клапан начинает медленно опускаться (под действием пружины), пока в точке b не произойдет расцепление и связанное с ним быстрое падение клапана. В момент посадки клапана удар смягчается воздушным буфером, расположенным под пружиной клапана.

Исследование парораспределения сводится к вычерчиванию траекторий основных точек механизма и не представляет каких либо затруднений.

Активная зацепка в разобранным парораспределении поднимается довольно высоко над пассивной и в момент сцепления обладает значительной скоростью. Механизм работает поэтому со стуком и для большого числа оборотов не пригоден.



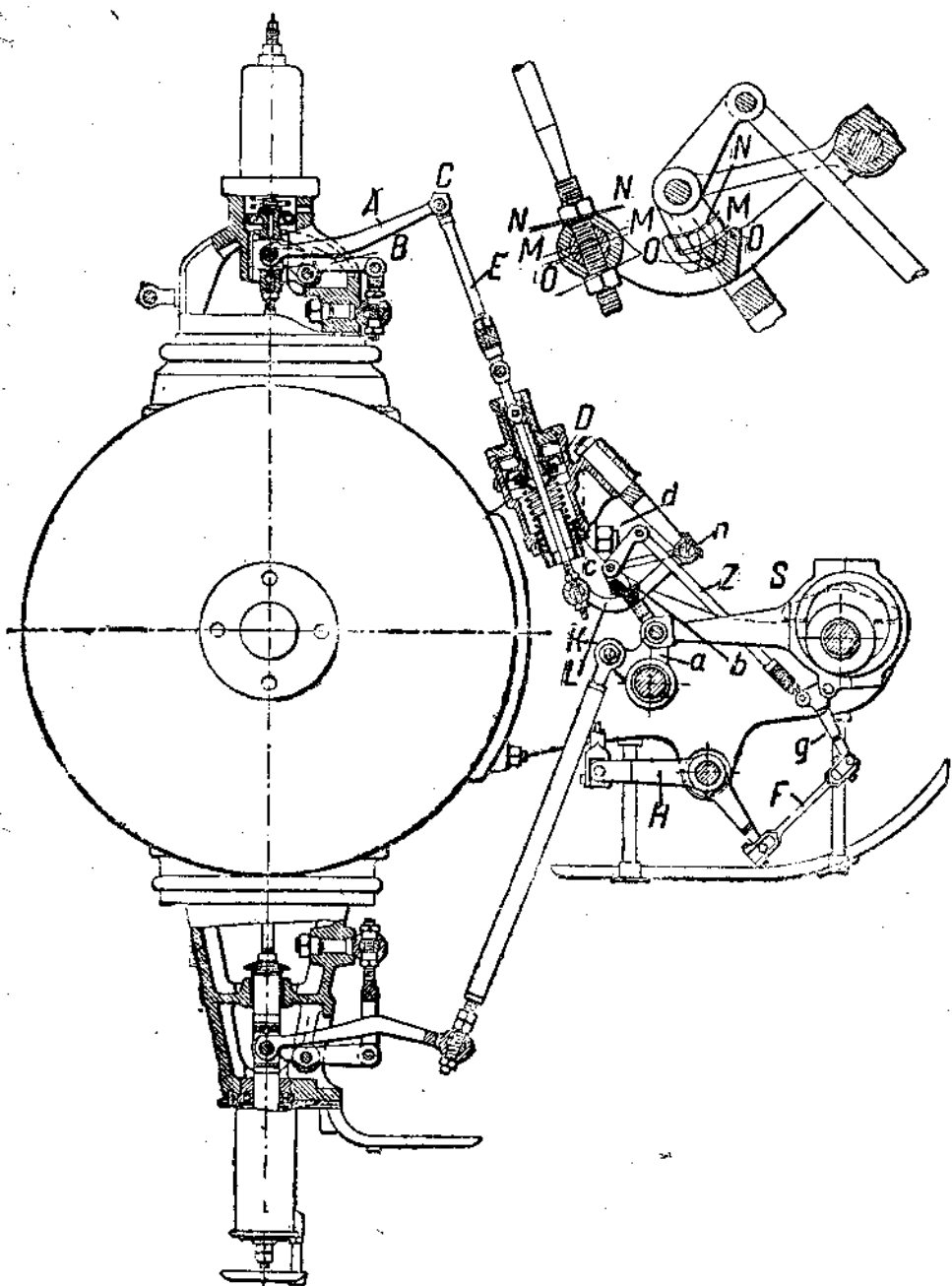
Фиг. 233. Схема распределения Зульцера.

Более совершенным, хотя и более сложным, является парораспределение Зульцера 1900 г., изображенное на фиг. 234.

Эксцентриковая тяга S приводит в качательное движение угловой рычаг a , от которого заимствуется движение выпускного клапана, а также и точку c , к которой подвешена активная зацепка K . Последняя при посредстве рычага d и тяги Z получает перемещения от хомута эксцентрика. В результате край активной зацепки описывает кривую сердцевидной формы.

Пассивная зацепка b расположена на рычаге L , подвешенном в неподвижной точке $л$. При повороте рычага a вправо активная зацепка K садится на пассивную b , тянет вниз тягу E и при посредстве катящегося рычага A поднимает клапан. На тяге E насажен поршень,двигающийся в цилиндре D воздушного буфера. При подъеме клапана происходит всасывание воздуха в этот цилиндр.

Регулятор при посредстве частей H, F, g, Z, d переставляет зацепку K вправо или влево от пассивной зацепки и регулирует таким образом степень наполнения. На фиг. 234 сверху взаимное положение зацепок вычерчено в большем масштабе и намечены траектории края активной зацепки для различных положений регулятора.



Фиг. 231. Парораспределение Зульнера (1900 г.).

Соприкосновение запепок происходит в положении *N*. Путь *MN* механизм проходит входостую: в *M* рычаг *A* садится на подушку *B*, и начинается выпуск пара. Отсечка происходит в положении, соответствующем точке пересечения сердцевидной траектории края активной запекки с кривой перемещения края пассивной запекки. На пути *MN* происходит всасывание воздуха в цилиндр воздушного буфера. После расцепления клапан падает под действием пружины, причем тормозящее влияние буфера обеспечивает беспумную посадку клапана. Последнему способствует также и наличие катящегося рычага, замедляющего посадку клапана.

§ 72. Клапанные распределения для вертикальных машин.

В то время как в золотниковых распределениях расположение оси цилиндра почти не влияет на конструкцию парораспределительного механизма, применение клапанов к вертикальным машинам создало механизмы, отличающиеся от аналогичных систем в горизонтальных машинах.

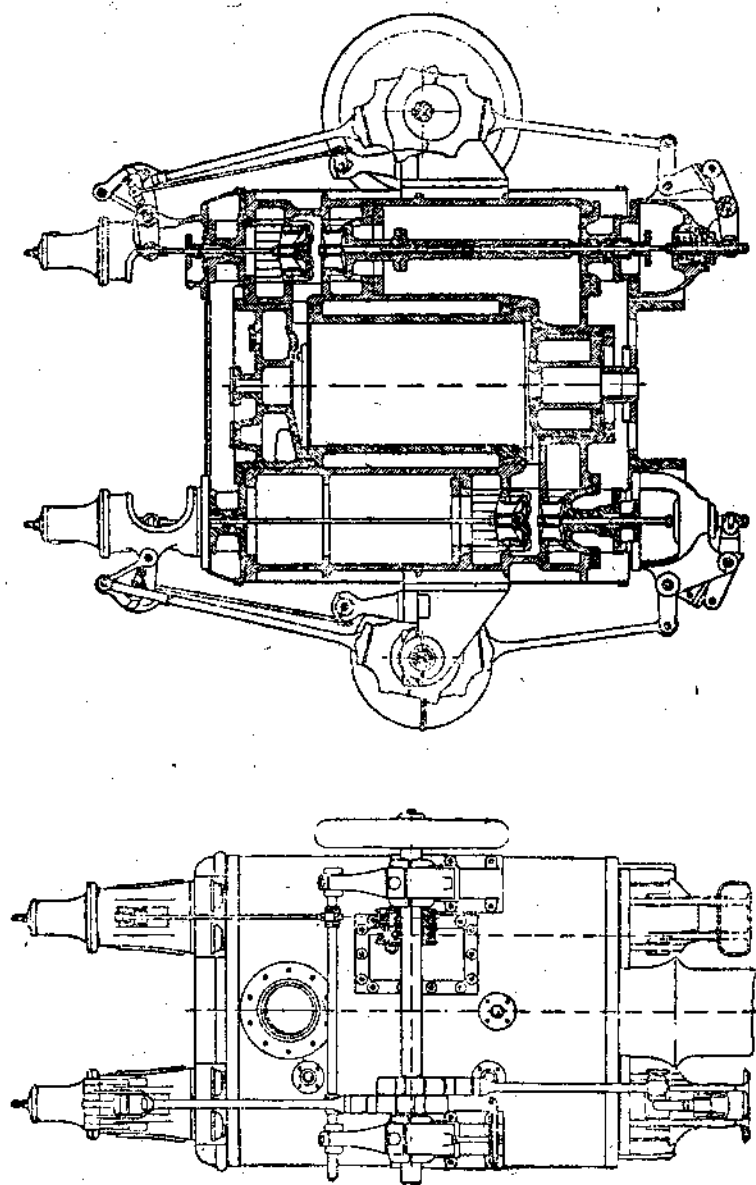
Часто клапаны располагаются попарно возле верхней и нижней крышек цилиндра, а привод их осуществляется от горизонтального валика, параллельного коренному валу машины (фиг. 235). Распределительный валик приводится или вертикальным валом с зубчатыми передачами или эксцентриковым механизмом.

Машины с распределением Лентца имеют простой привод непосредственно от коренного вала согласно схеме на фиг. 236. Эксцентрик той же конструкции, что и для горизонтальных машин (§ 67), приводит кулачную шайбу с двумя выступами; по верхнему перемещается ролик впускного клапана для верхней полости цилиндра, по нижнему — ролик впускного клапана для нижней полости. Рядом расположены выпускные клапаны, приводящиеся совершенно таким же образом, но от другого эксцентрика с постоянным эксцентриситетом и углом заклинения. Общий вид расположения клапанов вертикальной машины Лентца представлен на фиг. 237, а также на таблице в конце книги.

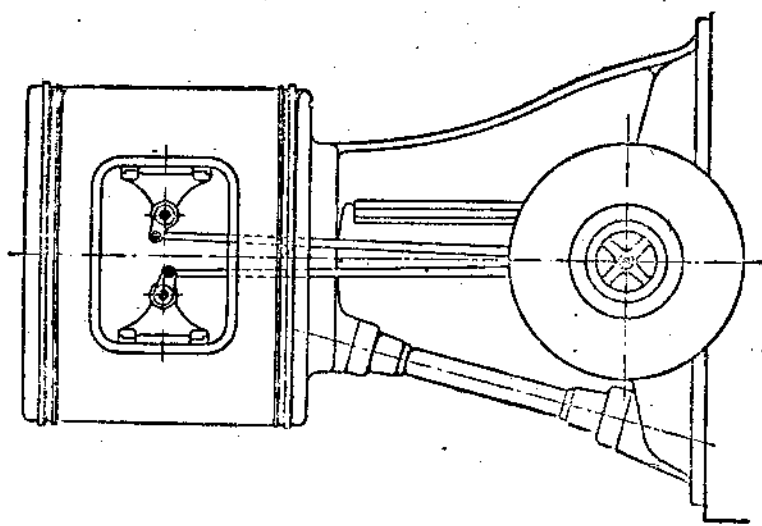
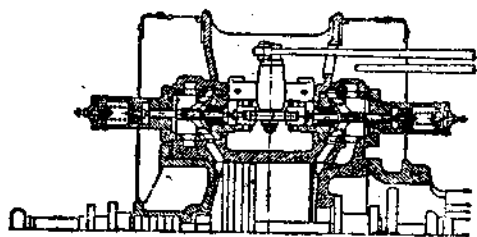
Еще более простая схема распределения получается для вертикальных машин Штумфа (фиг. 238). Оси клапанов располагаются здесь горизонтально, клапанные коробки имеют почти такую же конструкцию, как и на фиг. 212; перемещение штока с роликами в нем производится непосредственно от эксцентрика, находящегося на коренном валу и подверженного действию плоского регулятора (на фотографии регулятор виден внутри маховика). Парораспределительный механизм вертикальной машины Штумфа получается более простым, чем горизонтальной.

§. 73. Прямоточная машина с парораспределением односельными клапанами.

Как указывалось в § 61, односельный клапан представляет собою значительные преимущества в смысле плотности прилегания при любых давлениях и температурах пара. Его неуравновешенность не имеет значения для машин Штумфа, работающих с высоким сжатием пара (перед началом подъема клапана давление в цилиндре немногим отличается от



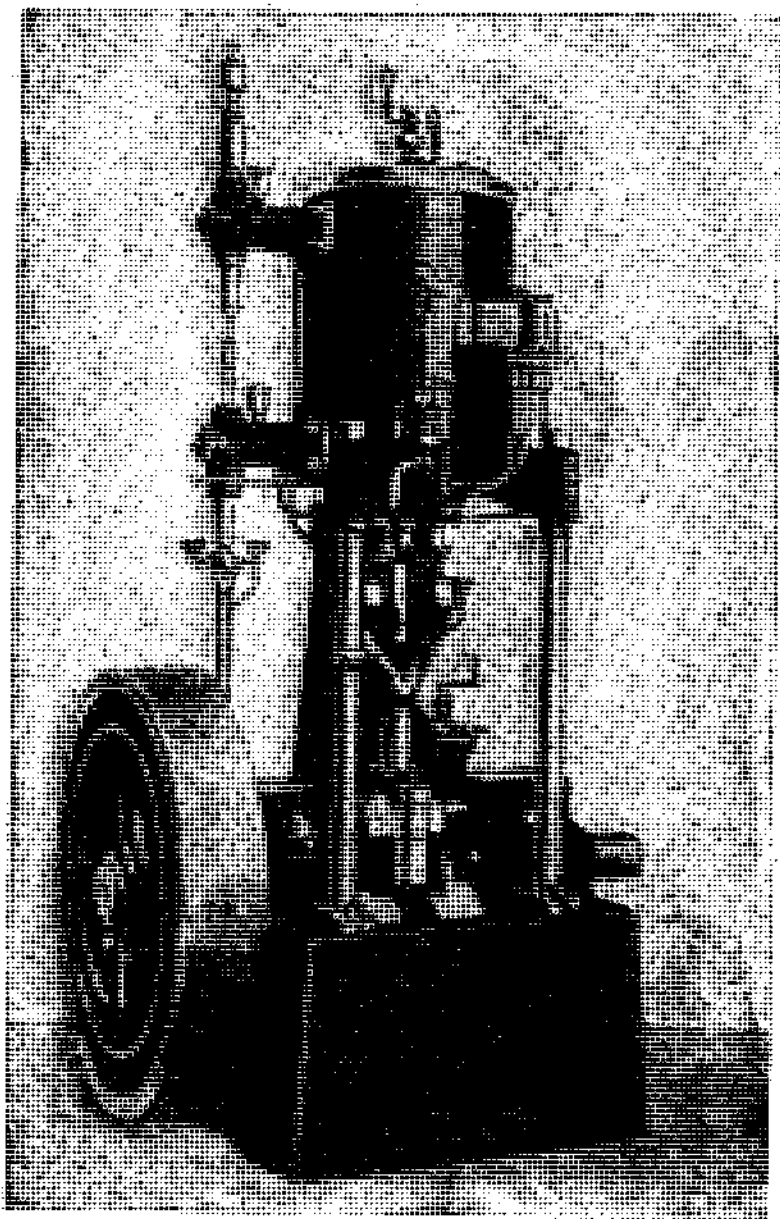
Фиг. 235. Расположение элементов вертикальной машины.



Фиг. 236. Схема клапанного механизма
Лентца для вертикальных машин.



Фиг. 237. Вертикальная машина с клапанным парораспределением
Лентца.



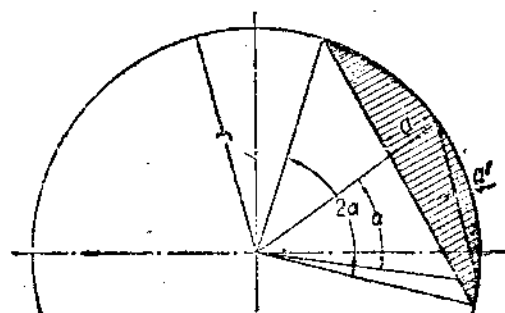
Фиг. 238, Вертикальная машина Штумфа.

давления острого пара). Независимо от этого Штумпф делает диаметр такого клапана сравнительно малым (примерно вдвое меньше диаметра двухседельного клапана), конструируя механизм, осуществляющий значительный подъем клапана.

Как известно, при малых степенях наполнения получается весьма незначительный сдвиг конца эксцентриковой тяги a' (фиг. 239), обуславливающий и малую величину подъема клапана. Если, однако, распределительный вал вращается с числом оборотов, вдвое большим, чем коренной вал, то наполнение происходит за время поворота эксцентриситета на угол 2α и высота подъема клапана пропорциональна величине a , примерно в четыре раза большей, чем a' . Для того чтобы за время одного оборота клапан не открывался 2 раза, в распределении должен принимать участие также эксцентрик с нормальным числом оборотов, действие которого лишь усиливается первым эксцентриком.

Цилиндр прямооточной машины с таким распределением (системы Штумпфа) представлен на фиг. 240 и 241.

Односедельный клапан, откованный из стали в заднюю со шпинделем, опирается на кованое стальное гнездо, запрессованное в отливку цилиндра.



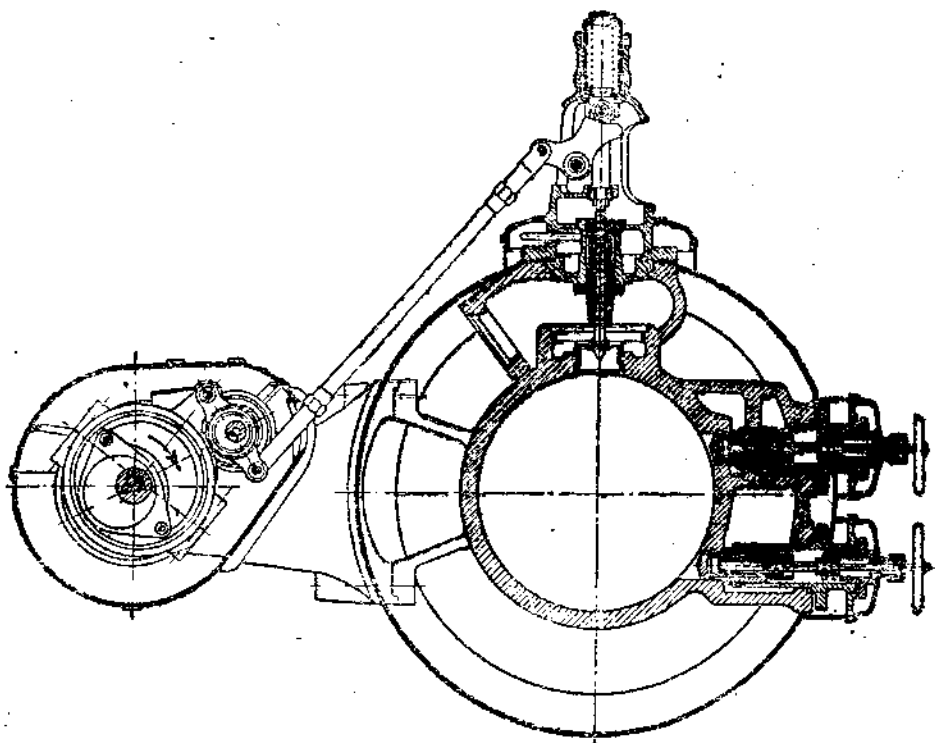
Фиг. 239. Диаграмма перемещения конца эксцентриковой тяги.

Последнее вместе с выступающей частью клапана представляет собою сопло, наиболее узкая часть которого находится между спорными поверхностями. В этой части сопла развивается значительная скорость пара (связанная с падением давления его); расширяющаяся часть клапана действует как диффузор и превращает вновь кинетическую энергию пара в потенциальную. Достигнутый такой конструкцией малый диаметр клапана обуславливает,

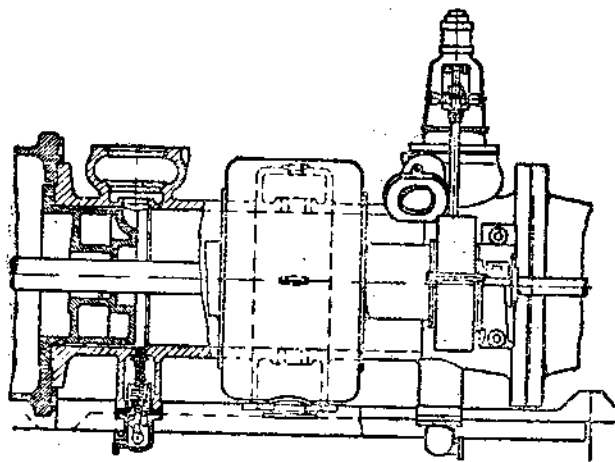
помимо вышесказанного, малый объем вредного пространства и малые вредные поверхности.

Клапан приводится при помощи эксцентрика, сидящего на распределительном валу, число оборотов которого равно числу оборотов машины (в данном случае $130 + 80$, так как машина работает с переменным числом оборотов, обслуживая компрессор). Эксцентрик этот управляет плоским регулятором. Короткая тяга его действует на двуплечий рычаг, точкой опоры которого служит эксцентрик, сидящий на валу, параллельном первому и делающем вдвое большее число оборотов. Действия этого эксцентрика заключаются в том, что в период открытия клапана он переставляет двуплечий рычаг так, что другой конец его передает эксцентриковой тяге сумму перемещений, сообщаемых обоими эксцентриками. Подъем клапана происходит под действием качающегося кулака типа Лентца. Валик вспомогательного эксцентрика приводится от распределительного вала зубчатой передачей. Подъем клапана достигает $17,5$ мм при степени наполнения 15% .

Показанные на фиг. 240 справа вентили служат для соединения с до-



Фиг. 240. Машина Штумифа с односедельным клапаном.

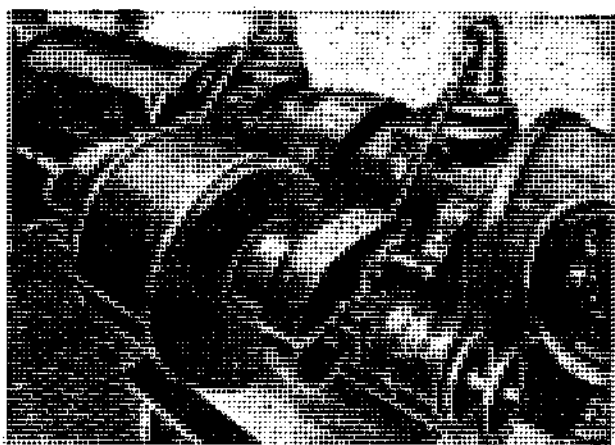


Фиг. 241. Цилиндр машины Штумифа с односедельным клапаном.

бывшими вредными пространствами: одно, объемом 1% (от объема цилиндра), включается при ухудшении до 70% вакуума в конденсаторе (нормально 92%), другое, большего объема, — при работе на атмосфере.

Вредное пространство цилиндра нормально составляет 1% , и может быть уменьшено даже до $0,75\%$.

На фиг. 242 показана фотография описанного парораспределения.



Фиг. 242. Машина Штумфа с односедельными клапанами.

Подробнее о расчете диаметра клапана и конструкции описанного механизма см. J. Stumpf, Die Gleichstromdampfmaschine, 3 Aufl. u. Z. d. V. d. J., 1926, стр. 672.

§ 74. Кривые подъема клапанов.

При построении схемы парораспределения следует вычерчивать кривые подъема клапанов. Подобная кривая, дающая подъемы клапана в функции перемещения качающегося кулака,

была построена на фиг. 206 (§ 67) для распределения Лентца (кривая cc'').

Диаграммы эти, однако, удобнее строить в координатах $h-S$ (подъем клапана — ход поршня), для того чтобы можно было определить высоту подъема клапана для любого положения поршня.

Кривую cc'' на фиг. 206 легко перенести в указанные координаты. Для этого необходимо определять положения конца b эксцентриковой тяги, соответствующие точкам кривой cc'' , и переносить их засечками (радиусом, равным длине эксцентриковой тяги) на эксцентриковую окружность (фиг. 208). Так как эту окружность можно рассматривать так же, как окружность вращения главного кривошипа, мертвые положения которого OK и OK_1 намечены, то легко определить, каким положениям поршня соответствуют полученные точки на эксцентриковой окружности, а следовательно, и соответствующие им точки кривой cc'' . Подобным же образом могут быть построены диаграммы подъема клапана для распределения типов Видмана, Кольмана и др.

В первом из них приходится определять подъем точки f (фиг. 197) для положений эксцентрика в точках φ , K , 1 , 2 , 3 . . . , т. е. в момент начала впуска, при мертвом положении поршня и при положениях поршня на 10 , 20 , 30% . . . своего хода.

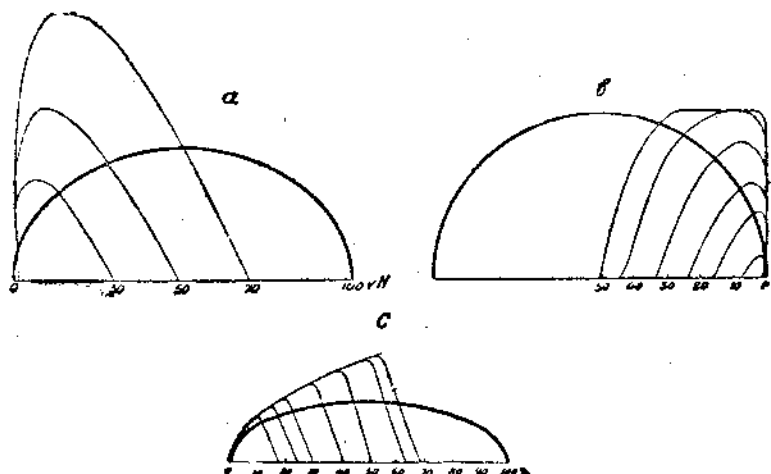
В распределении Кольмана также удобно разделить эксцентриковую окружность между K и K_1 (фиг. 228) на части, соответствующие сдвигу поршня на 10% его хода, и для точек деления найти положения точки D , а вместе с тем и подъем клапана.

При испытании машины действительную кривую подъема клапана можно снять индикатором, карандаш которого прикрепляется к клапанному штоку, а барабан получает движение от крейцкопфа машины.

На фиг. 243 показаны подобные кривые при различных степенях наполнения для механизмов Видмана (а), Лентца (b), Кольмана (с).

На этих же диаграммах построены в виде полуэллипсов кривые торможения пара (§ 44).

При помощи этих кривых определяется в любом положении поршня подъем клапана, необходимый для устранения торможения пара при проходе через клапан.



фиг. 243. Кривые подъема клапанов в механизмах: а) Видмана, б) Лентца, с) Кольмана.

Если минимальное (для предупреждения торможения) сечение для прохода пара мы обозначим $f_{\min}$, то необходимый минимальный подъем клапана

$$h_{\min} = \frac{f_{\min}}{2\pi d}.$$

Так как

$$f_{\min} = \frac{Fc}{\omega_{\max}}$$

(где $\omega_{\max}$ — максимальная допускаемая скорость пара), то

$$h_{\min} = \frac{Fc}{2\pi d \omega_{\max}} = kc,$$

где k — постоянный коэффициент:

$$k = \frac{F}{2\pi d \omega_{\max}}.$$

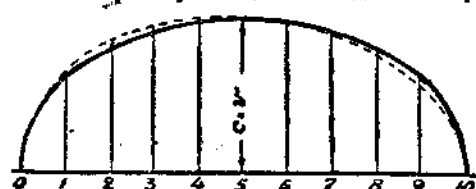
Значения $\omega_{\max}$ были указаны в § 43, и определение коэффициента k не представляет каких-либо затруднений.

Что касается скорости поршня, то, как было показано,

$$c = v \sin \alpha = \frac{2\pi R n}{60} \sin \alpha$$

(в предположения бесконечно длинного шатуна).

Выбирая углы α для сдвига поршня на 10, 20, 30%, ... его хода,



Фиг. 244. Кривая скорости поршня.

легко построить кривую скорости поршня c в функции пути, пройденного поршнем.

Умножая ординаты этой кривой на вышеуказанный коэффициент k , мы и получим кривую торможения пара.

При шатуне конечной длины кривая эта несколько уклоняется от

выпуклоса, как показано пунктиром на фиг. 244. В нижеследующей таблице указаны величины ординат кривой скорости поршня для конечного ($\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$) и бесконечно длинного шатуна в том случае, если $v = 1$, т. е. ординаты кривой $c = \sin \alpha$.

Номера ординат соответствуют обозначениям на фиг. 244¹.

Номер ординаты	Высота ординаты $c = \sin \alpha$	
	$L = \infty$	$\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$
0	0	0
1	0,6	0,652
2	0,8	0,852
3	0,916	0,963
4	0,98	1,012
5	1,0	1,015
6	0,98	0,975
7	0,916	0,892
8	0,8	0,76
9	0,6	0,555
10	0	0

В том положении поршня, при котором кривая подъема клапана пересекается с кривой торможения, начинается дросселирование пара тем большее, чем ниже опускается кривая подъема клапана.

Часть кривой, соответствующая падению клапана, должна быть очерчена по возможности круто, для того чтобы торможение происходило на небольшой длине хода поршня. Этому условию более удовлетворяют механизмы расцепные и с катящимися рычагами, чем механизмы с качающимися кулаками.

В начале впуска, даже при не особенно быстром подъеме клапана торможения обычно не происходит, так как скорость поршня в это

¹ При построении кривой торможения можно пользоваться также методом, изложенным в § 44.

время близка к нулю. По той же причине наибольшая за время впуска высота подъема клапана может уменьшаться с уменьшением степени наполнения.

§ 75. Расчет пружины принудительных распределений.

Падение клапана в большинстве распределений производится под действием пружины, заложенной по оси клапана.

В расцепных распределениях падение клапана, начиная с момента расцепления, не зависит от действия наружного механизма; в принудительных же распределениях благодаря наличию пружины клапанный шток постоянно сохраняет связь с остальными частями механизма.

Точный расчет пружины представляет известные затруднения. Силы, на которые должна рассчитываться пружина, сводятся, главным образом, к силам инерции.

При начале подъема, когда ускорение клапана положительно, сила инерции направлена вниз, а потому безопасна; но затем, когда скорость подъема клапана начинает убывать, сила инерции меняет знак, и является опасностью нарушения принужденности парораспределения: в механизме Штумпфа, например, кулак может отойти от ролика. Во избежание этого пружина должна быть рассчитана так, чтобы она могла преодолевать вредную силу инерции, возникающую при подъеме клапана.

Обычно применяющийся метод для определения силы инерции сводится к последовательному графическому нахождению скорости и ускорения клапана в виде кривых, дающих эти величины в функции времени. На фиг. 245 представлен пример такого построения для распределительного механизма Штумпфа¹.

Вычерчиваются ролик и профиль кулака в некотором масштабе, большем натуральной величины ($b:1$; удобно $b=2+4$). Концентрически с профилем кулака описывается кривая ON подъема центра ролика. Из кривошипной диаграммы находится угол впуска γ .

Считая вращение кривошипа равномерным, можно найти и время впуска. Время одного оборота

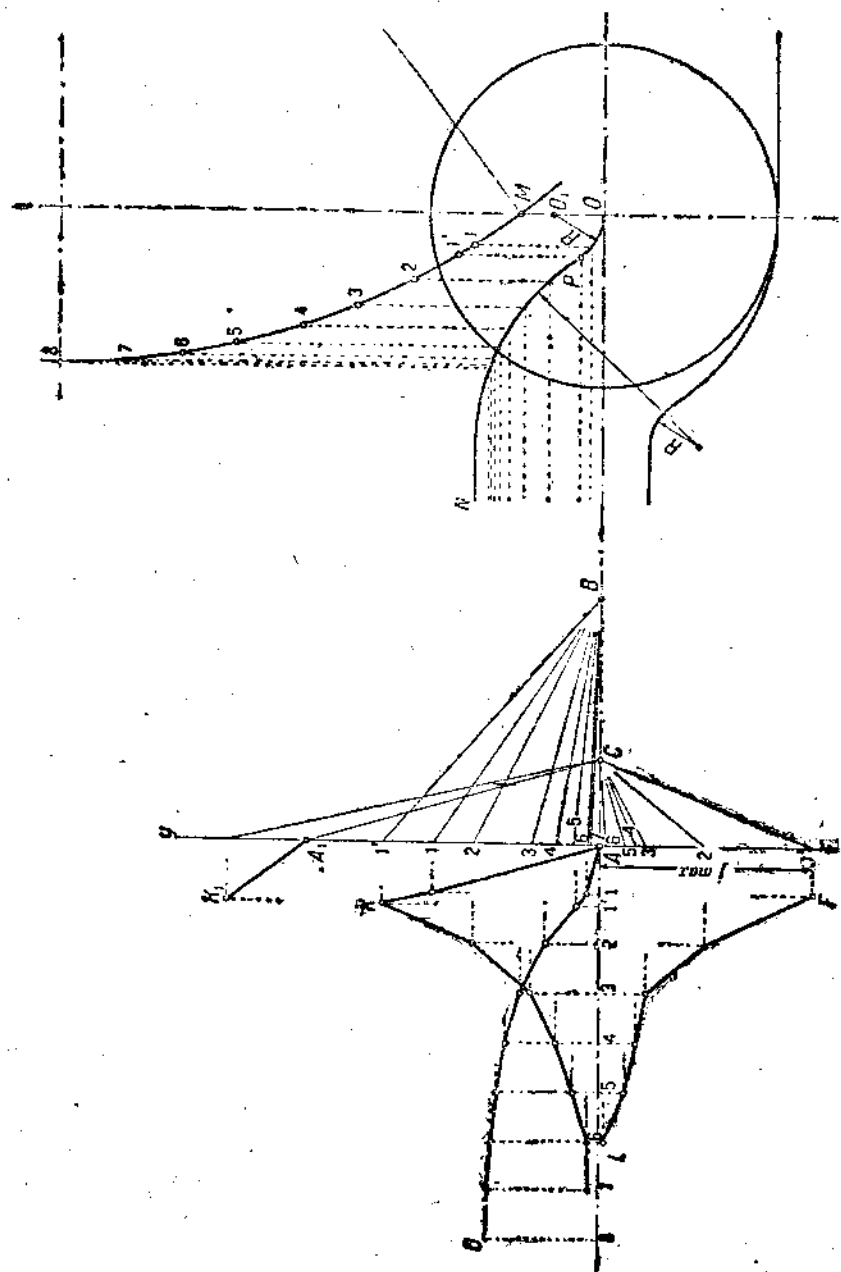
$$t = \frac{60}{n},$$

и, следовательно, время впуска:

$$t_v = \frac{60}{n} \cdot \frac{\gamma}{360}.$$

За это время клапан поднимается и затем опускается. Положение кривошипа при наибольшем подъеме клапана определится биссектрисой угла γ . Над роликом описывается (в масштабе ролика) окружность радиусом, равным эксцентриситету эксцентрика. Положение центра окружности находится из условия, чтобы точка M (дуга MN соответствует

¹ В общей форме (пригодной для любого парораспределения) метод такого же построения указан в книге: Grassman, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, 4 Aufl., стр. 619.



Фиг. 245. Определение ускорения при подъеме клапана в парораспределении Шуглифа.

углу $\frac{\gamma}{2}$) лежала на одной вертикали с центром ролика. От произвольной точки A по горизонтальной оси ролика откладывается в любом масштабе половина времени впуска $\frac{t_0}{2}$ (удобный масштаб: 1 сек. = 8–10 м). Отрезок этот (AB) делится на несколько равных частей и на столько же частей делится и дуга $M8$. На ординаты делений отрезка AB проектируются соответственные подъемы клапана, полученные по кривой подъема центра ролика. Обязательно отмечается подъем клапана h_1 в точке перегиба P кривой подъема (точка $1'$). Кривая AD есть ветвь кривой подъема клапана в функции времени.

Тангенс угла касательной к этой кривой выражает скорость подъема

$$v = \frac{ds}{dt} = \operatorname{tg} \alpha.$$

Из произвольной точки B проводится ряд лучей, параллельных касательным в точках $1, 1', 2, \dots$ (за эти касательные можно принять прямые, соединяющие точки кривой подъема). На вертикали $y-y$ получим ряд отрезков AI, AI' .

Очевидно

$$AI = \overline{AB} \operatorname{tg} \alpha = \overline{AB} \cdot v.$$

Так как AB в масштабе отрезка AB представляет $\frac{1}{n}$ сек., то

$$AI = \frac{1}{n} v.$$

Полученные на вертикали $y-y$ точки проектируются на ординаты, проведенные через соответственные точки кривой подъема клапана. Получается кривая скорости подъема. Ординаты ее равны

$$\frac{b}{n} v$$

(так как кривая подъема вычерчена в масштабе $b:1$). В точке A скорость равна 0, в точке перегиба K скорость достигает максимума.

Ускорение движения выражается тангенсом угла наклона касательной к кривой скорости. Поэтому метод построения остается тот же. Выбирается лишь другой полюс в точке C . От точки A до точки перегиба K ускорение положительно, в точке K тангенс угла наклона касательной, а вместе с ним и ускорение, меняет знак. Таким образом AK — ветвь положительных ускорений, FL — ветвь отрицательных ускорений. Ординаты кривой ускорения, если $AC = \frac{1}{m}$ сек. равны $\frac{1}{m} \frac{b}{n} j$ (j — ускорение).

Наиболее опасной величины ускорения достигает в точке F . Измерив ординату этой точки в м и умножив на $\frac{m}{b}$, найдем величину максимального отрицательного ускорения в м/сек^2 . Способ определения силы инерции и расчет пружины излагаются в конце этого параграфа.

Описанный метод, к сожалению, не дает вполне точных результатов даже при построении графиков в крупном масштабе. Ошибки от несовершенства построения при переходе от одной кривой к следующей накапли-

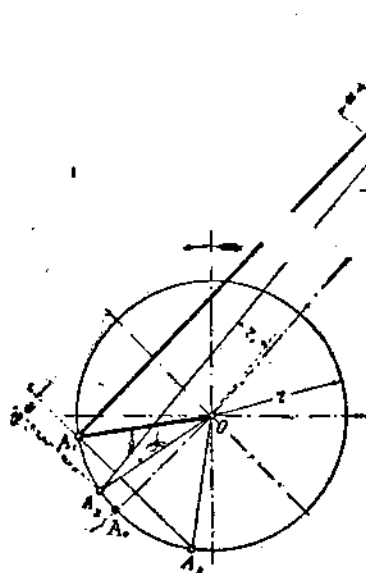
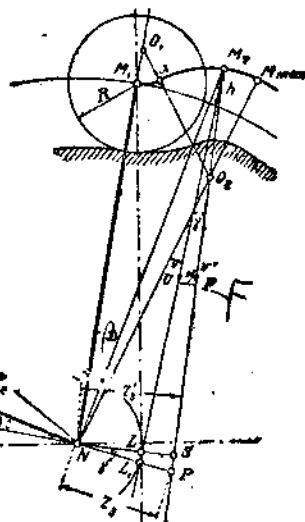
ваются и искажают истинную величину сил инерции¹. Поэтому далее предлагается другой, более точный, способ расчета пружины, пригодный, однако, лишь к распределениям с качающимися кулаками.

Разберем этот метод в применении к распределению Лентца².

Из центра распределительного вала O опишем окружность вращения эксцентриситета (фиг. 246).

Отметим положения эксцентриситета в моменты предварения впуска (A_1) и отсечки (A_2). Линия, делящая угол между ними пополам, указывает мертвые положения эксцентриситета.

Проведем диаметр, перпендикулярный к линии мертвых положений эксцентриситета, и соединим прямой линией точ-



Фиг. 246. Определение ускорения при подъеме клапана в механизме Лентца.

ки A_1 и A_2 . Направление вращения будем считать против часовой стрелки.

В момент предварения впуска эксцентриковая тяга имеет направление $A_1 B_1$. Точка N является точкой подвеса качающегося кулака. Точка B_1 перемещается по дуге круга вокруг точки N . В момент предварения впуска ролик клапанного штока находится в точке M_1 (относительные размеры искажены для ясности чертежа). Ось клапана является прямая $M_1 L$.

Положим, что эксцентриситет повернется на некоторый угол α в положение A_2 . Перемещение точки B_1 мы можем найти, применяя к эксцентриковой окружности правила пользования диаграммой Мюллера. При повороте эксцентриситета из точки A_1 в A_2 конец эксцентриковой тяги переместится на величину отрезка a . Отложив от точки B_1 отрезок a , найдем новое положение конца эксцентриковой тяги в точке B_2 . Качающийся кулак повернется при этом на угол β .

¹ Несмотря на это замечание, вышеизложенным методом расчета пружины приходится часто пользоваться ввиду его универсальности.

² J. Stumpf, Die Gleichstromdampfmaschine, 3 Aufl.

³ Точка B_2 определялась бы более точно засечкой из точки A_2 радиусом, равным длине эксцентриковой тяги $A_1 B_1$. Этот способ, однако, неудобен тем, что

Таким образом поворот эксцентриситета на угол α вызвал сдвиг конца эксцентриковой тяги на величину a и поворот качающегося кулака на угол β .

Построим теперь кривую подъема клапана по заданному профилю кулака. Последний очерчен дугами кругов из точек: N , O_1 и O_2 .

Кривая подъема клапана описывается дугами кругов: из точки O_1 радиусом O_1M_1 и из точки O_2 радиусом O_2x . Дальнейшая часть кривой подъема описывается из точки N радиусом $NM_{\max}$.

Высота подъема клапана измеряется между начерченной кривой подъема и дугой радиуса NM_1 .

При движении эксцентриковой тяги центр ролика перемещается по вертикальной оси M_1L профиль же кулака качается влево и вправо. Как указывалось в § 67, удобнее считать кулак неподвижным, а ролики перемещающимися по нему так, что центр его проходит последовательно точки M_1 , M_2 , $M_{\max}$.

Когда конец эксцентриковой тяги переместится из точки B_1 в B_2 , центр ролика относительно кулака займет некоторую точку M_2 , которая найдется проведением линии NM_2 под углом β к NM_1 .

Относительное положение оси клапанного штока будет совпадать с линией M_2L , касательной к окружности, описанной из точки N радиусом NL . Этой окружности в точке L касается истинное направление оси клапана M_1L .

По оси M_2L можно измерить подъем клапана, который в данном случае выражается отрезком h .

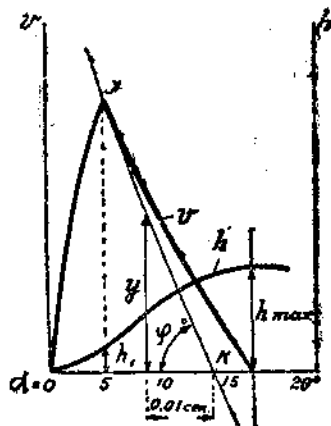
Таким образом найдем подъем клапана для поворота эксцентриситета на произвольный угол α . Перемещая центр эксцентрика в различные положения между точками A_1 и A_2 , мы можем найти вышеописанным способом соответственные величины h подъема клапана.

Таким образом получается возможность построить кривую подъема клапана в функции угла поворота эксцентриситета — α . Это построение выполнено на фиг. 247.

По оси абсцисс отложены величины угла α . Когда угол $\alpha = 0$, эксцентрик находится в положении предварения впуска, т. е. в точке A_1 , подъем клапана равен нулю. Определение подъемов клапана в первой части кривой подъема желательно производить через каждые 2° угла α , а затем, когда ролик перейдет на более выпуклую часть профиля кулака, — через каждые 5° .

Откладывая по оси ординат величины h , соответствующие углам α , построим кривую, изображенную на фиг. 247.

Максимальный подъем клапана $h_{\max}$ соответствует точке $M_{\max}$ на кривой подъема и точке A_2 на эксцентриковой окружности. При перемещении эксцент-



Фиг. 247. Кривые подъема клапана и скорости подъема.

центр распределительного вала O на чертеже нужно располагать на его действительном расстоянии от точки N ; при крупном масштабе чертежа для этого нужны листы большого формата.

триситета от A_2 к A_1 , центр ролика будет двигаться от точки M_{max} к M_1 , пройдя ту же кривую подъема в обратном направлении.

На фиг. 247 в тощую часть кривой подъема, вернее кривую опускания, мы чертить не будем, так как она совершенно симметрична с первой.

Для определения скорости подъема клапана обратимся к угловой скорости ω вращения распределительного вала:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

где n — число оборотов. Из теоретической механики известно, что скорость точки, вращающейся по окружности, взятая в любом направлении, равняется угловой скорости вращения, умноженной на перпендикуляр из центра окружности на это направление. Поэтому скорость точки A_2 в направлении A_2B_2

$$v_1 = \omega r_1,$$

где r_1 — расстояние от центра вала до линии A_2B_2 .

Так как скорость точки B_2 также равна v_1 , угловая скорость качающегося кулака

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_2},$$

где r_2 есть перпендикуляр, опущенный из точки N на направление эксцентриксовой тяги. Подставляя вместо v_1 найденное выше значение, можно написать

$$\omega_1 = \frac{\omega r_1}{r_2}.$$

Пользуясь этим методом и далее, найдем скорость подъема клапана. Предварительно определим скорость клапана в направлении перпендикулярном к кривой подъема. В точке M_2 , например, прямая, перпендикулярная к кривой подъема, проходит через точку O_2 .

Из точки N опустим перпендикуляр NS на эту прямую и обозначим длину его через r'_2 . Скорость подъема в направлении прямой M_2S

$$v' = \omega_1 r'_2.$$

Положим, что величина скорости v располагается от точки M_2 до точки F . Нас интересует скорость подъема клапана по направлению M_2L_1 , которая изображается отрезком M_2U ($UF \perp M_2F$).

Так как

$$NS \perp M_2P \text{ и } NP \perp M_2L_1,$$

то треугольники M_2FU и NSP подобны (оба треугольника прямоугольные в вершинах F и S).

Обозначив отрезок NP через r_3 , получим следующее соотношение:

$$\frac{v'}{r'_2} = \frac{v}{r_3},$$

откуда

$$v = v' \frac{r_3}{r'_2} \text{ или } v = \omega_1 r_3.$$

Подставляя вместо ω , его значение, найдем скорость подъема клапана

$$v = \omega \frac{r_1}{r_2} r_3.$$

Таким образом, в результате построения, которое может быть выполнено довольно точно, мы находим скорость подъема клапана в зависимости от числа оборотов машины и величин трех радиусов, которые определяются графически. X

Вычисляя эту скорость для тех же положений точки A_2 , которые служили для построения кривой подъема, вычерчиваем на фиг. 247 кривую скорости v . Максимум скорости соответствует точке перегиба кривой подъема. На фиг. 246 центр ролика при этом находится в точке x на пересечении линии O_1O_2 с кривой подъема. Так как точка x лежит довольно близко от точки M_1 , становится понятным, что на протяжении M_1x необходимо определить h и v для нескольких углов α , т. е. выбирать углы α малыми (не более 2°). От точки x (фиг. 247) скорость убывает и, когда клапан достигнет максимального подъема, падает до нуля.

Для определения максимального ускорения клапана проводим касательную к кривой скорости, имеющую наибольший угол наклона к горизонтالي. Таковой является касательная в точке x .

Так как по оси абсцисс у нас отложены углы поворота эксцентрика, пропорциональные времени (считая угловую скорость за время одного оборота постоянной), то тангенс угла наклона касательной и представляет собою ускорение движения:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dv}{dt}.$$

Удобнее всего найти приращение скорости dv за промежуток

$$dt = \frac{1}{100} \text{ сек.}$$

Если машина делает n об/мин, то время одного оборота составляет $\frac{60}{n}$ сек., время поворота на 1° выражается $\frac{60}{n \cdot 360}$ или $\frac{1}{6n}$ сек.

Поэтому за $\frac{1}{100}$ сек. эксцентрик поворачивается на угол

$$\alpha = \frac{6n}{100}.$$

Откладывая от точки h (фиг. 247) влево отрезок, эквивалентный одной сотой секунды, измеряем ординату y в масштабе скорости v .

Максимальное ускорение

$$j_{\max} = \frac{y}{0,01} \text{ м/сек}^2.$$

Для быстроходных машин можно величину dt взять и меньше 0,01 сек.

Сила инерции U равняется массе движущегося тела, умноженной на ускорение. Массой в данном случае является вес клапана и всех связанных с

ним частей (клапанный шток, ролик и пружина), деленный на ускорение силы тяжести:

$$U = \frac{G}{g} f_{\max}.$$

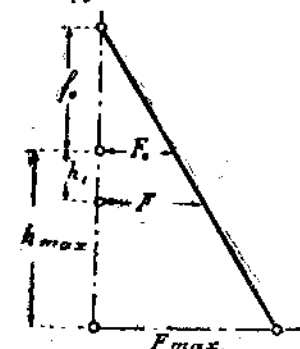
Вес G клапана и его частей в машинах среднего размера можно принимать от 3 до 5 кг.

Кроме силы инерции на клапан во время подъема действуют:

- 1). Давление пара на неуравновешенный клапанный шток (для впускного клапана над цилиндром — снизу вверх);
- 2) Собственный вес клапана (сверху вниз).

Предполагая, что обе эти силы, совершенно незначительные, друг друга уравновешивают, в дальнейшем мы будем считать, что пружина подвержена лишь действию силы инерции.

Пружина закладывается в клапанную коробку с некоторым первоначальным натяжением F_0 . Этим достигается плотная посадка клапана, прижимаемого к гнезду пружины.



Фиг. 248. Диаграмма клапанной пружины.

Для расчета пружины задаются максимальной силой пружины $F_{\max}$, развиваемой при подъеме клапана на высоту $h_{\max}$. Величину $F_{\max}$ принимают равной

$$F = 1,1 U + 1,2 U.$$

$$(1,3 \div 1,5) F.$$

Так как прогибы пружины пропорциональны развиваемым ею силам то график изменения силы в функции прогиба представляется прямой линией. Такой график для клапанной пружины представлен на фиг. 248.

Прогибу f_0 соответствует сила пружины F_0 , прогибу $f_0 + h_1$ — сила F , прогибу $f_0 + h_{\max}$ — сила $F_{\max}$. Из подобия треугольников на диаграмме следует:

$$\frac{F}{F_{\max}} = \frac{f_0 + h_1}{f_0 + h_{\max}}.$$

h_1 и $h_{\max}$ известны. Из уравнения можно определить поэтому f_0 , т. е. тот прогиб, с которым пружина должна быть заложена в коробку. Зная $F_{\max}$ и $f_0 + h_{\max}$, по известным формулам сопротивления материалов легко рассчитать пружину, т. е. найти ее диаметр, число витков и диаметр проволоки.

Обозначим:

r — радиус пружины,

d — толщину (диаметр) проволоки,

z — число витков,

G — модуль сдвига, —

R_t — скручивающее напряжение пружины.

В таком случае

$$F_{\max} = \frac{\pi d^3}{16r} R_t$$

$$f_{\max} = \frac{64 F_{\max} z r^3}{G d^4}$$

Для разбираемого случая расчета пружины

$$f_{\max} = f_0 + h_{\max}$$

Модуль сдвига для стальной пружины следует принимать

$$G = 750\,000 \div 800\,000 \text{ кг/см}^2,$$

допускаемое напряжение на скручивание:

$$R_t = 3\,500 \text{ кг/см}^2.$$

§ 76. Расчет пружины для расцепных парораспределений

Назначение пружины в этом случае — быстро посадить клапан на его гнездо. Расчет пружины производится аналитически, но также не отличается достаточной точностью.

Максимальная высота падения (подъема) клапана:

$$h_{\max} = \frac{1}{2} j t^2,$$

где j — ускорение падения, а t — время падения. Отсюда

$$j = \frac{2h_{\max}}{t^2}.$$

Время падения клапана мы найдем, исходя из угла поворота главного кривошипа за время падения клапана. Положим, этот угол составляет γ° . В таком случае время поворота на 1° составляет:

$$\frac{60}{n \cdot 360} \text{ сек.},$$

а время прохождения γ°

$$t = \frac{\gamma}{6n}.$$

Эту величину и принимают, за время падения клапана, причем углом γ задается. Обычно (при $n = 100$)

$$\gamma = 12 + 15^\circ.$$

Клапан падает под действием собственного веса G и силы пружины F . Сумма обеих сил должна равняться падающей массе, умноженной на необходимое ускорение:

$$G + F = \frac{G}{g} j.$$

Отсюда

$$F = G \left(\frac{j}{g} - 1 \right).$$

Сила F за время подъема клапана является наибольшей, но для надежности максимальную силу пружины берут на $10 + 15\%$ больше F , что достигается выбором напряжения $R_{\text{н}}$ при расчете на силу F около 3000 кг/см^2 .

Что касается начального натяжения пружины, с которым она должна быть заложена, то здесь можно принять

$$F_0 = \frac{F}{1,5}.$$

Таким образом при построении диаграммы пружины нам известны величины F и F_0 . Начальный прогиб найдется из соотношения

$$\frac{F_0}{P} = \frac{f_0}{f_0 + h_{\text{max}}}.$$

Пример.

Расчитать пружину для впускного клапана в расцепном распределении Кошмана.

Максимальный подъем клапана $h_{\text{max}} = 18 \text{ мм}$.

Число оборотов машины

$$n = 120.$$

Примем угол поворота главного кривошипа за время падения клапана

$$\gamma = 12^\circ.$$

В таком случае время падения

$$t = \frac{\gamma}{6n} = \frac{12}{6 \cdot 120} = 0,0167 \text{ сек.}$$

Требуемое ускорение клапана

$$j = \frac{2h_{\text{max}}}{t^2} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,0167^2} = 129 \text{ м/сек}^2.$$

Принимая вес клапана со штоком и с принадлежащими к нему частям

$$G = 4 \text{ кг},$$

найдем необходимую силу пружины:

$$\dot{F} = G \left(\frac{l}{g} - 1 \right) = 4 \left(\frac{129}{9,81} - 1 \right) = 49 \text{ кг}.$$

Начальное натяжение пружины примем

$$F_0 = \frac{49}{1,5} = 33 \text{ кг}.$$

Начальный прогиб найдем из соотношения

$$\frac{F_0}{F} = \frac{f_0}{f_0 + h_{\max}}.$$

$$\frac{33}{49} = \frac{f_0}{f_0 + 18},$$

$$f_0 = 37 \text{ мм}.$$

Размеры пружины рассчитаем для силы $F = 49 \text{ кг}$ и прогиба $f = f_0 + h_{\max} = 55 \text{ мм}$.

Принимая (по конструктивным соображениям) радиус пружины $r = 8 \text{ см}$, найдем толщину проволоки

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Fr}{\pi R_t}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49 \cdot 3}{3,14 \cdot 3000}} \approx 0,65 \text{ см} = 6,5 \text{ мм}.$$

(В соответствии с вышеприведенным указанием о выборе R_t последнее принято 3000 кг/см^2 .)

Число витков пружины

$$z = \frac{fd^3G}{64Fr^3} = \frac{5,5 \cdot 0,65^3 \cdot 800000}{64 \cdot 49 \cdot 3^3} \approx 10.$$

Недостаточная точность вышеприведенных расчетов пружины вызвала необходимость пользования эмпирическими формулами. Во многих случаях силу пружины при закрытом клапане выбирают $F_0 = \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{22} \right) D$, где D — диаметр цилиндра машины в мм. Большие значения принимают для п. в. д., меньшие — для ц. н. д.

Максимальную силу пружины принимают

$$F_{\max} = (1,2 + 2) F_0.$$

По этим формулам полезно проверить силу пружины, определенную одним из вышеизложенных методов.

§ 77. Поршневые золотники с механизмами клапанных распределений.

В машинах с четырьмя путями для пара вместо клапанов применяют иногда поршневые золотники, расположенные горизонтально или вертикально.

Золотники эти приводятся механизмами, аналогичными вышерассмотренными для клапанных распределений. Это обстоятельство дало повод многим авторам ввести не совсем удачный термин „поршневые клапаны“.

Конструкция золотника с вертикально расположенной осью показана на фиг. 249.

В полость, находящуюся в крышке цилиндра, пар поступает через золотник двумя путями, как показано стрелками. Начало выпуска проис-

ходит при движении вверх, причем в небольшом количестве пар начинает поступать через нижние отверстия малого диаметра еще во время сжатия.

Золотник может подниматься и опускаться при помощи любого из механизмов клапанных распределений.

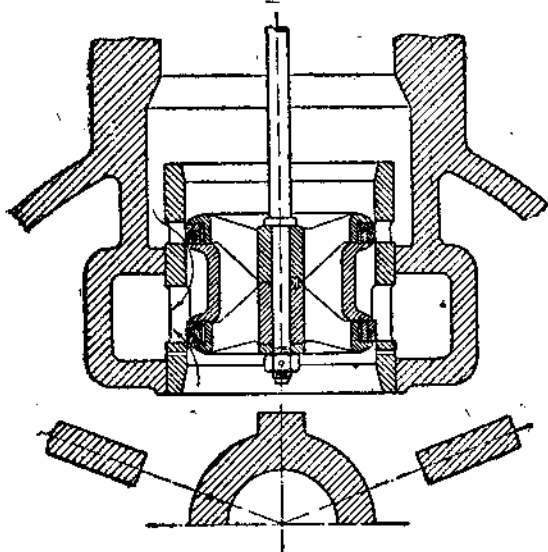
Преимущества такого рода золотников перед клапанами заключается в следующем:

- 1) несколько большая уравновешенность;
- 2) большая плотность прилегания, не зависящая от температуры пара;
- 3) возможность образования весьма малого вредного пространства.

Золотники описанного типа применяются, между прочим, в машинах системы ван-дер-Керков (строятся многими заводами), которые дают расход пара, не уступающий хорошим машинам Штумфа.

На фиг. 250 показан поперечный разрез через крышку цилиндра машины этой системы (постройки завода Гармана в Хемнице, в которой впускные клапаны приводятся расцепным механизмом типа Кольмана, а выпускные—простым эксцентриковым механизмом с двуплечим рычагом вместо катящегося. Расположение золотников в крышке и конструкция последней ясны из фиг. 251).

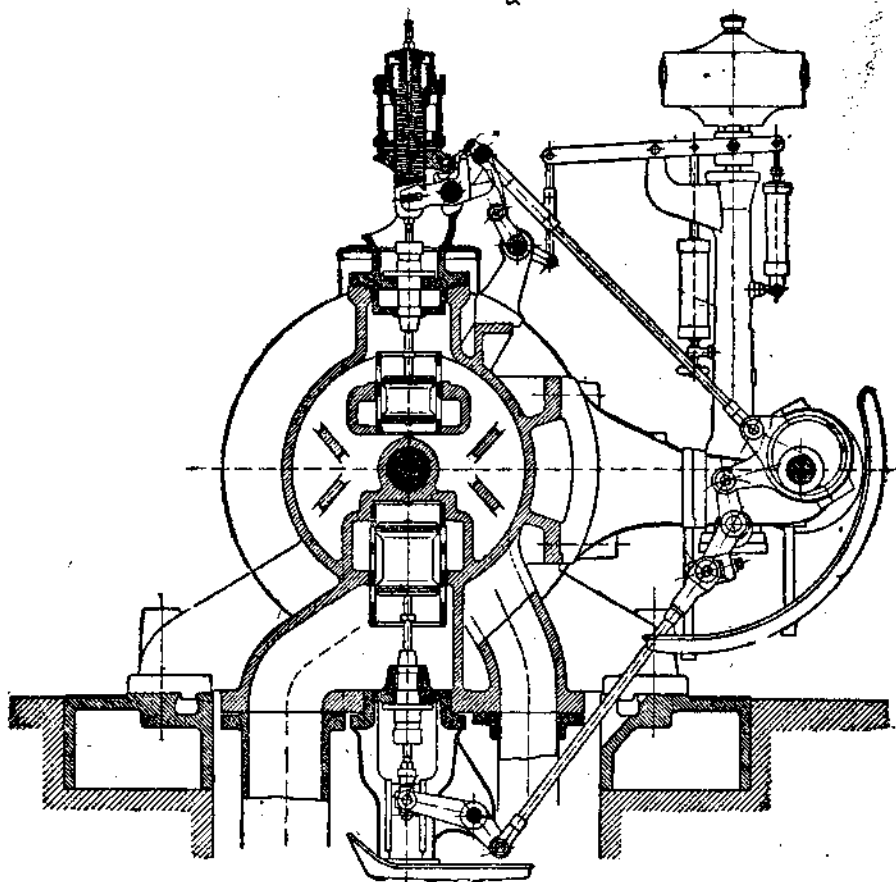
Особенный интерес представляет новейший принудительный механизм Прелли, специально спроектированный для рассматриваемого расположения золотников. Механизм этот, изображенный схематично на фиг. 252, в применении к прямоходной машине имеет целью свести до минимума пере-



Фиг. 249. Поршневой золотник.

движения золотника при холостом его ходе (начиная с момента отсечения до начала впуска).

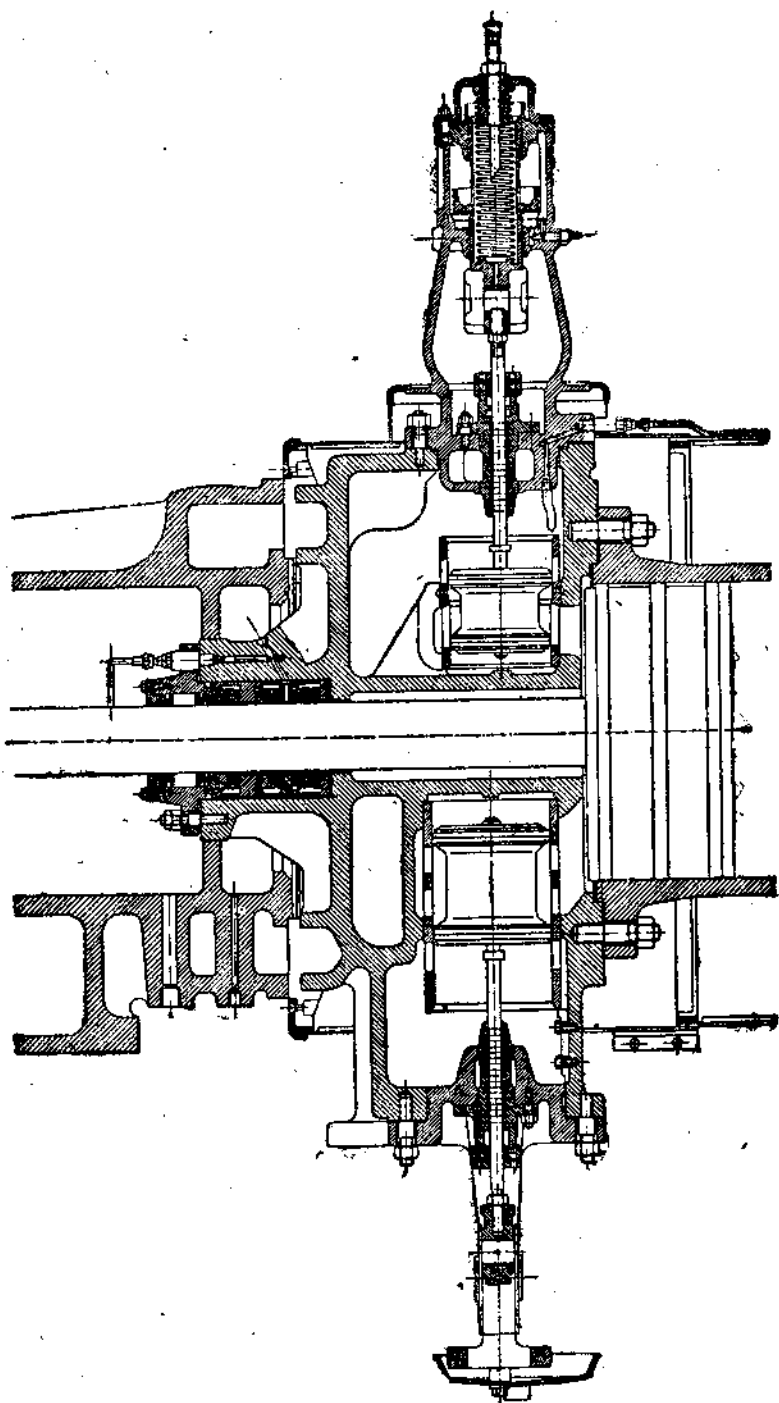
Простые поршневые золотники находятся в непрерывном движении, подвергая срабатыванию свои кольца и втулку с окнами. В механизме Прелля золотник, закрыв канал и опустившись на необходимую величину перекрыши, остается на некоторое время почти в покое, начиная ход вверх лишь вблизи момента начала впуска.



Фиг. 250. Парораспределение поршневым золотником завода R. Hartmann.

Конструкция механизма такова: на распределительном валике находятся эксцентрики *b*, подверженные действию плоского регулятора *c*; каждый из эксцентриков при помощи тяги *d* соединен с кривошипом *e*, насаженным на промежуточный валик *f*; последний кривошипом *g* приводит тягу *h*, которая при помощи двуплечего рычага *i-k* и серьги *l* перемещает золотник *n*.

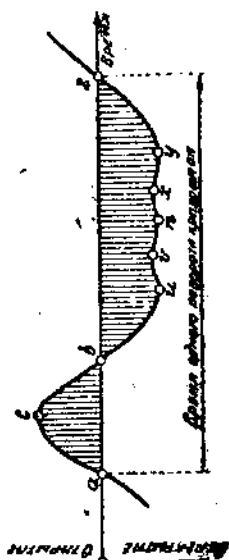
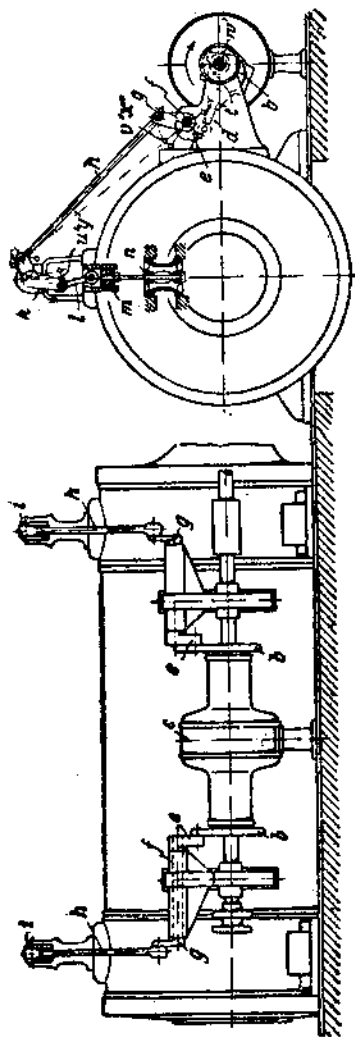
Размеры и взаимное расположение частей механизма подобраны так, что почти в течение полуоборота машины золотник остается неподвиж-



Фиг. 261 Парораспределение поршневым золотником завода R. Martens.

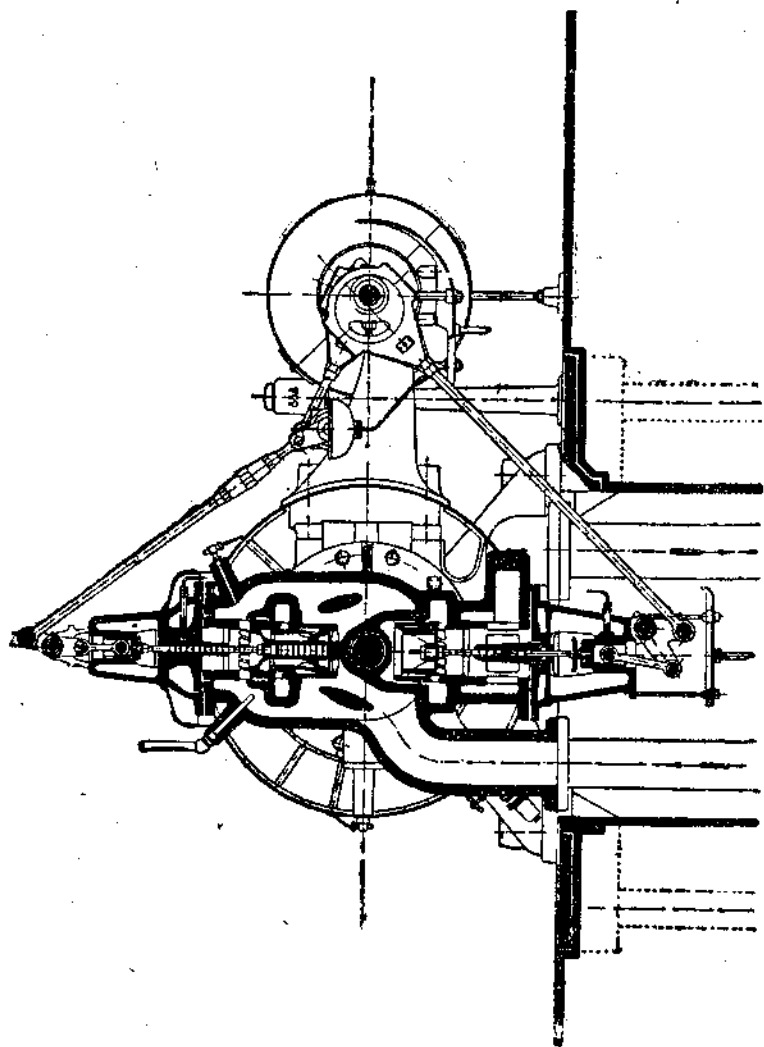
н.м. Кривая перемещения золотника в функции времени представлена на
фиг. 253.

От оси абсцисс вверх отложены величины открытия окон по высоте, вниз — перекрыши золотника. Ось абсцисс l_z соответствует, таким образом, кромке окон во втулке.



Начало впуска происходит в точке a , в точке t достигается полное открытие окон, в точке b — отсечка. В точке u золотник сдвинут на максимальную величину перекрыши и сохраняет ее (с небольшим колебанием) на протяжении времени u .

Почти полная неподвижность золотника за этот период объясняется сле-
дующим:



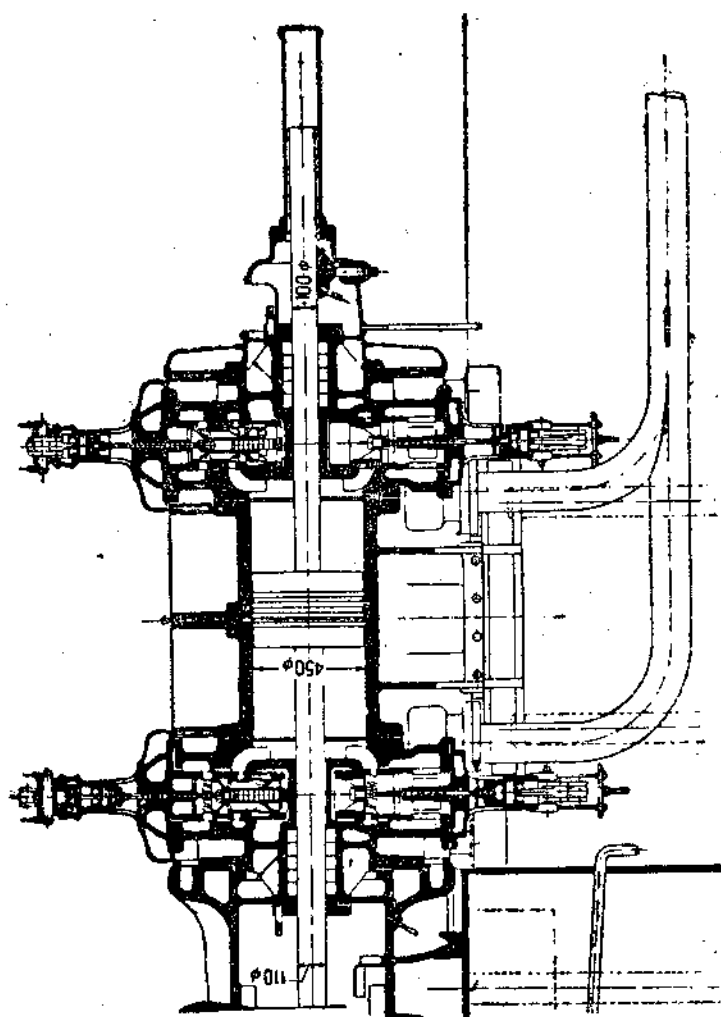
Фиг. 254. Поперечный разрез машины с парораспределением Ярелла.

Точка u диаграммы соответствует точке u' на схеме распределения, когда детали k и l располагаются по одной прямой и приводят золотник в нижнее мертвое положение.

По выходе точки u' из этого положения кривошип g и тяга h также располагаются по одной прямой; сочленяясь в точке v' (точка v на диаграмме). Далее приходит в мертвое положение эксцентриситет, после чего в такое же положение вновь становятся последовательно детали $g-k$ (точка x') и $k-l$ (точка y').

На фиг. 254—256 представлены чертежи и фотография паровой машины с описанной системой парораспределения.

Для впуска при давлении пара до 13 ат применяются простые золотники того же типа, что и на фиг. 249.

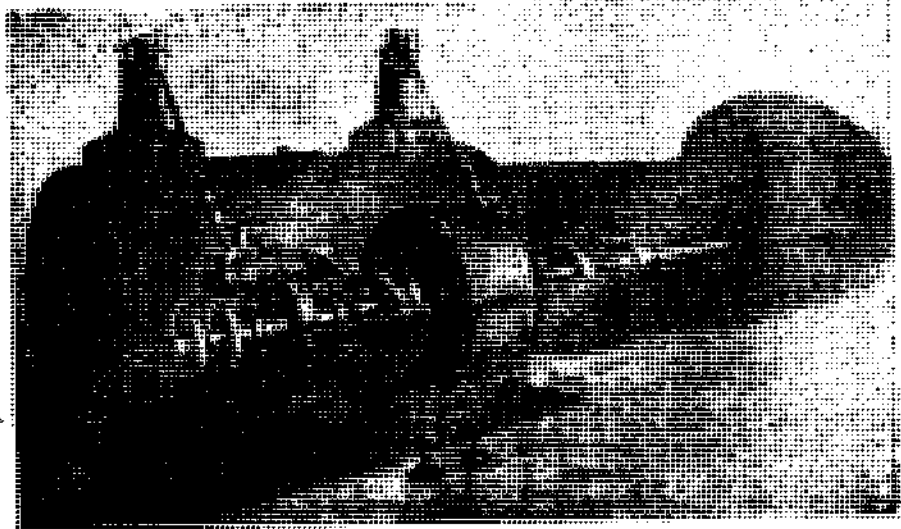


Фиг. 255. Продольный разрез машины с парораспределителем Прелля.

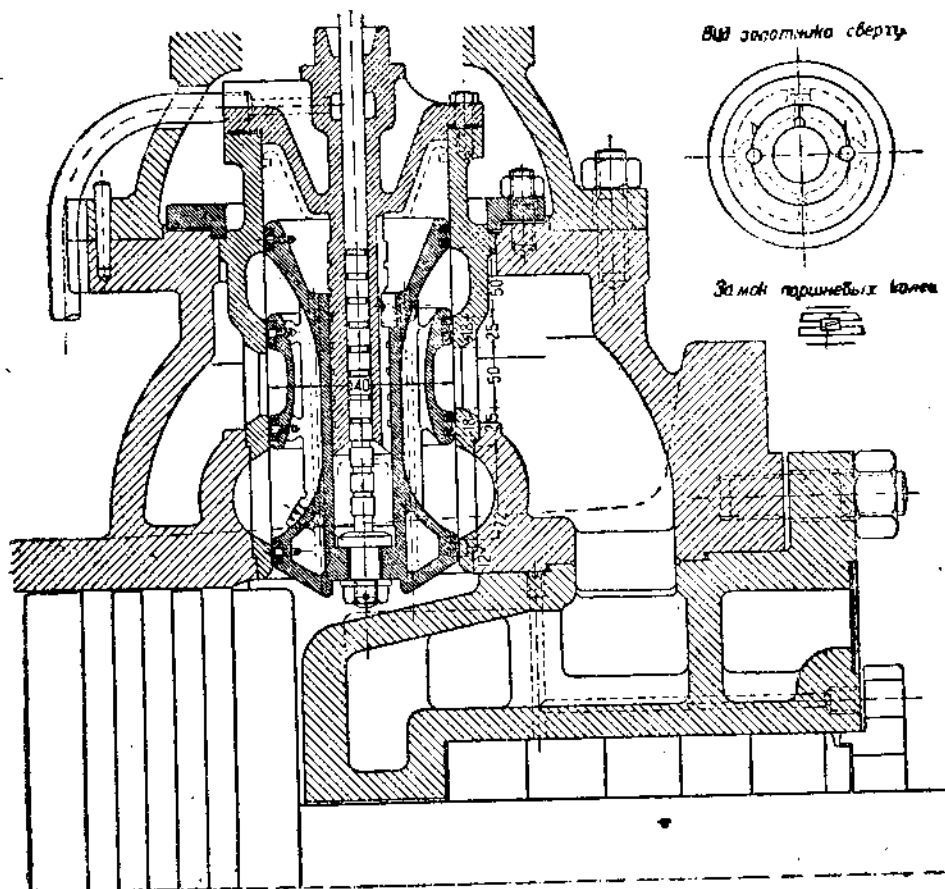
При более высоких давлениях рекомендуются золотники Гохвальд-Прелля, одна из конструкций которых изображена на фиг. 257. Золотник относится к машине

$$D = 450, S = 725, \lambda = 150$$

и помещается не в крышке, а над цилиндром. Из верхних окон золотниковой втулки пар может проходить в цилиндр при поднятом золотнике непосредственно и через внутреннюю полость золотника. Два отверстия, параллельные оси золотника, разгружают его от давления пара снизу.



Фиг. 256. Парораспределение Прелля.



Фиг. 257. Поршневой запорник Прелля-Гохвальда в исполнении Dingler'sche Maschinenfabrik.

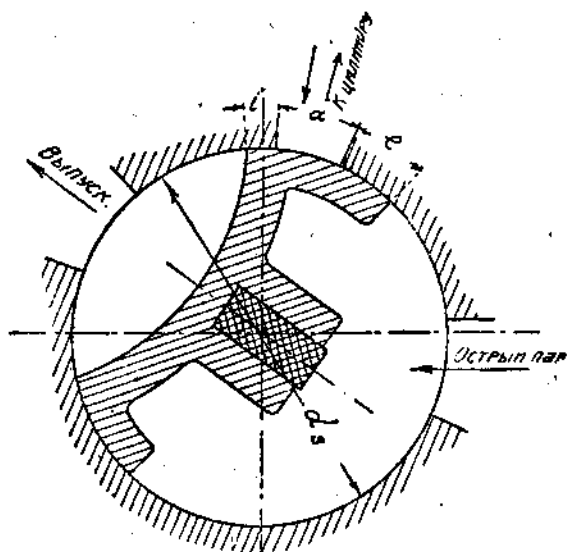
III. КРАНОВЫЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ.

§ 78. Краны, их расположение и определение размеров.

Если плоский золотник свернуть вокруг оси его перемещения, то получается цилиндрический золотник.

Если же плоский золотник свернуть в цилиндр в направлении, перпендикулярном к вышеуказанному, мы получаем понятие о кране как органе парораспределения.

В простейшем случае цилиндр может обслуживаться двумя кранами, каждый из которых управляет и впуском и выпуском из одной полости цилиндра.

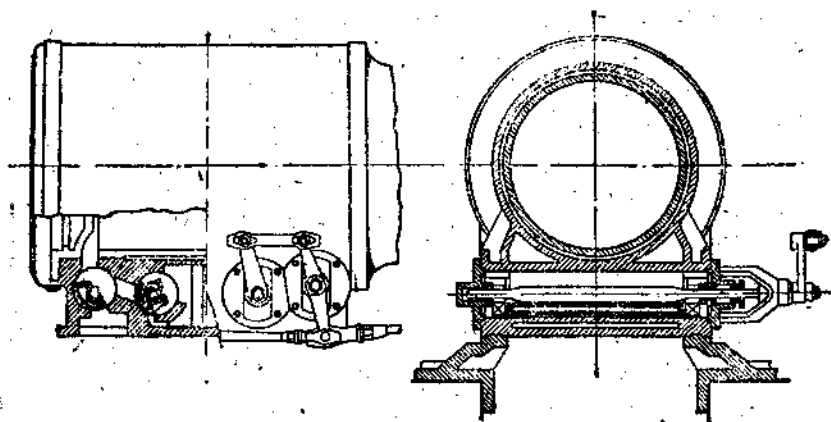


Фиг. 258. Поперечный разрез крана.

Схема поперечного разреза такого крана представлена на фиг. 258. Под действием распределительного механизма кран совершает колебательно-вращательные движения вокруг своей оси. Верхняя лапа крана имеет полную аналогию с лапой плоского золотника. Величины e , i , a имеют те же значения, что и в золотниковом распределении, но измеряются не по прямой линии, а по дуге круга, радиуса

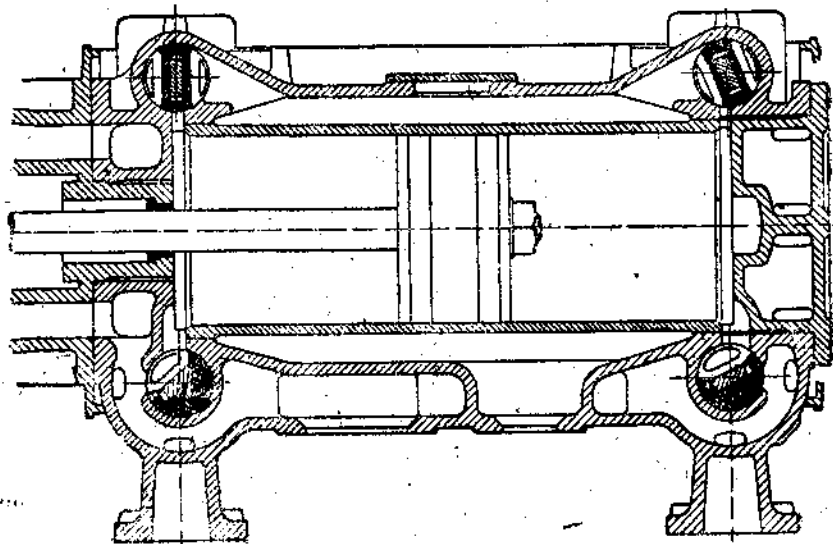
$$r_s = \frac{d_s}{2}.$$

В более совершенных конструкциях кранов ставится четыре, по два на каждую полость цилиндра. При этом краны располагаются или по два рядом снизу цилиндра, или, подобно клапанам, впускные краны располагаются сверху, а выпускные снизу цилиндра. Пример первой конструкции показан на фиг. 259, второй — на фиг. 260. Из этих фигур выясняется и



Фиг. 259. Цилиндр машины с кривоым парораспределением.

конструкция крана. Шпindelь крана в большинстве случаев делается прямоугольного сечения. Гнездо крана с обеих сторон закрыто крышками, с одной стороны—глухой, с другой—снабженной сальником для прохода кранового шпинделя. На выступающую часть последнего надевается криво-



Фиг. 263. Цилиндр машины с кривоым парораспределением.

шип, соединяющийся с распределительным механизмом. Впускной кран на фиг. 259 снабжен каналом Трика.

Привод кранов осуществляется обычно при помощи одного эксцентрика, тяга которого соединена с распределительным диском. Пример такой конструкции показан на фиг. 261. В различных точках распределительного

диска к нему присоединены туги отдельных кранов. На фиг. 262 подобный же привод показан в применении к вертикальной машине.

Определение размеров кранов исходит из тех же оснований, что и для других органов парораспределения.

Ширина впускного окна

$$a = \frac{f}{h},$$

где f — площадь сечения окна, вычисленная известным способом (§ 43),

h — высота канала (рабочая длина крана); обычно

$$h = 0,8 D + D$$

(D — диаметр цилиндра).

Диаметр крана делают обычно

$$d_* = 4,5a + 5,5a \text{ при двух кранах,}$$

$$d_* = 4a + 5a \text{ при четырех кранах.}$$

При этом желательно, чтобы

$$d_* = \frac{D}{3} + \frac{D}{5}.$$

Материалом для кранов служит дугун.

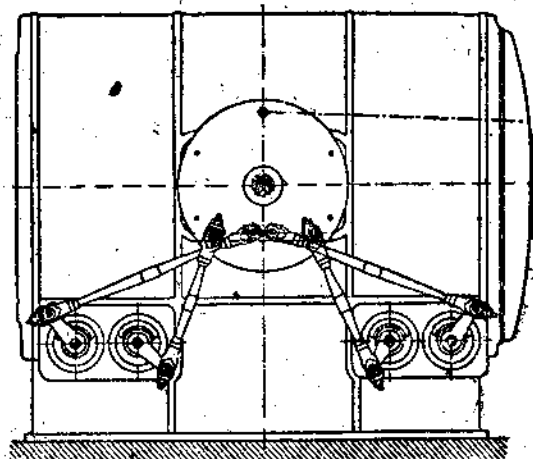
Кран должен быть приточен в горячем состоянии и снабжен надежным смазочным устройством.

Крановые парораспределения имели широкое распространение в Америке, и по имени конструктора их часто называют распределениями Корлисса.

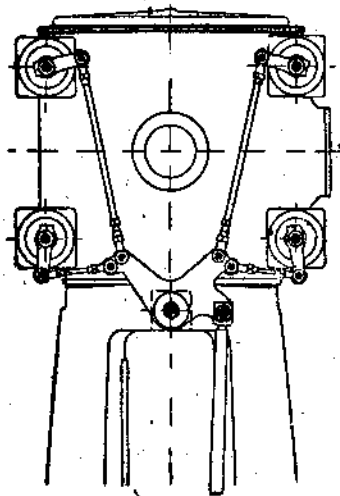
В европейских машинах краны применялись значительно реже, а в настоящее время и вовсе выходят из употребления.

Хотя краны как органы распределения и обладают известными преимуществами, как например, малая величина вредного пространства, простота и дешевизна изготовления, но в современных машинах они не могут удовлетворить основным, предъявляемым к органам парораспределения, требованиям.

Краны в большинстве не уравновешены, при высокой температуре пара коробятся, сравнительно быстро изнашиваются и теряют плотность прилегания. При простом эксцентриковом приводе нельзя получить малых степеней наполнения и нельзя применить количественное регулирование.



Фиг. 261. Привод кранов в горизонтальной машине.



Фиг. 262. Привод кранов в вертикальной машине.

Системы же приводных механизмов, допускающие осуществление и того и другого, весьма сложны, дороги и неконструктивны.

В связи с вышеизложенным мы ограничимся рассмотрением лишь простейших схем крановых распределений.

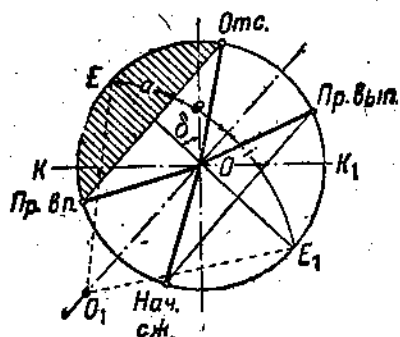
§ 79. Золотниковые диаграммы в применении к крановым распределениям.

В случае непосредственного зацепления эксцентриковой тяги с рычагом крана последний приблизительно равномерно колеблется относительно своего среднего положения. Перемещение конца эксцентриковой тяги может быть определено для любого момента при помощи золотниковой диаграммы Цейнера или Мюллера.

Вращательное перемещение крана при этом можно измерять дугами круга, диаметр которого равен диаметру крана. Эти перемещения будут во столько раз меньше перемещений конца эксцентриковой тяги, во сколько раз радиус крана $\frac{d_2}{2}$ меньше длины приводящего рычага.

Если на диаграмме Мюллера (фиг. 263) описать из точки O_1 дугу радиусом

$$O_1E = \frac{d_2}{2},$$



Фиг. 263. Диаграмма Мюллера.

проходящую через точки E и E_1 , то перемещения крана измеряются отрезками этой дуги. На диаграмме отмечены величины a, e, i , измеряемые на поверхности втулки крана („кранового зеркала“) и отложенные на фиг. 258.

Проектирование крана в этом случае отличается от проектирования коромыслового золотника только тем, что принимается во внимание круговой путь крана.

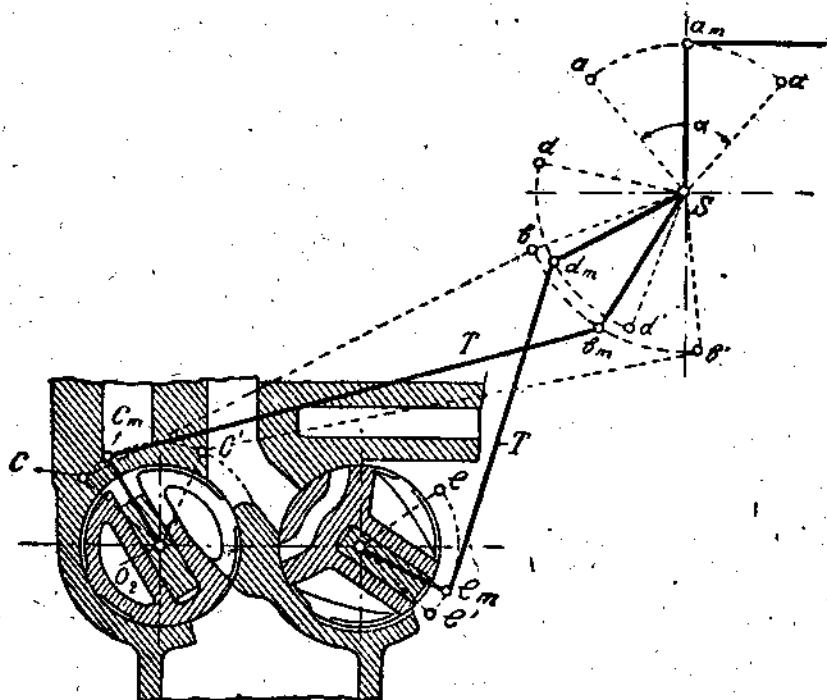
В конструкциях с распределительным диском кран не колеблется равномерно относительно своего положения, соответствующего среднему положению конца эксцентриковой тяги.

На фиг. 264 в S находится центр распределительного диска, с которым эксцентриковая тяга соединяется в точке a_m . С точками b_m и d_m соединены тяги T , ведущие к кранам для выпуска (слева) и для впуска (справа). Точки a_m, b_m, c_m относятся к среднему положению механизма.

Крайние положения конца эксцентриковой тяги находятся в точках a и a' , симметрично расположенных относительно точки a_m . Также симметрично относительно точки b_m расположены b и b' . Если из этих точек сделать засечки длиной тяги T на дугу радиуса O_2c_m , то определяются крайние положения кранового рычага в точках c и c' . При этом cc_m значительно меньше, чем cc'_m . Точка e_m для второго крана также не расположена посредине пути ee' .

В силу изложенного, при помощи диаграммы Мюллера можно определить лишь перемещения точки a , причем на фиг. 263 в этом случае радиус O, E должен быть взят равным Sa (фиг. 264).

Перемещения же точки σ , а с нею и крана находятся соответственными построениями по фиг. 264. Время, затрачиваемое на прохождение путей $\sigma'\sigma''$ и $\sigma\sigma''$, одинаково, поэтому скорость на первом участке больше, чем на втором. Это обстоятельство используется таким образом, что за время



Фиг. 264. Схема кранового парораспределения.

прохождения пути $s_{\text{сн}}$ кран держит канал закрытым, открытие же и закрытие канала происходит при большей скорости на участке $s'_{\text{сн}}$.

IV. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫПУСКА, УПРАВЛЯЕМОЕ ПОРШНЕМ МАШИНЫ.

§ 80. Конструкции проф. Штумпфа.

Теория прямооточных машин разобрана в § 11-е и § 16-е. На фиг. 18 приведена схема этой машины, а в § 17 — пример построения индикаторной диаграммы. Горизонтальная и вертикальная конструкции машины представлены на фиг. 211 и 238.

Окна для выпуска пара делаются или прямоугольной формы, или круглые, или ромбические. Для того, чтобы смягчить порывистый выпуск пара (§ 11-е), наиболее целесообразной формой окон является круглая.

Для расчета сечения окон обычно применяемая формула (44) (§ 43) непригодна, так как выпуск производится при малой скорости поршня, и окна, по крайней мере в начале выпуска, следует рассматривать как сопла.

Подробную теорию выпуска пара через окна Штумпф дает в своей книге «Die Gleichstromdampfmaschine», 3 Aufl.

Мы приведем здесь таблицу, на основании которой Штумпф предлагает рассчитывать сечения окон.

В таблице этой обозначают:

p_2 — давление в конце расширения в абс. атмосферах,

p_1 — » при выпуске в абс. атмосферах,

f_0 — общее сечение окон в см^2 для $A=1$, причем

$$A = D^2 S n$$

(D — диаметр цилиндра в м , S — ход поршня в м , n — число оборотов).

$\frac{p_2}{p_1}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
f_0	8,33	11,45	13,25	14,6	15,5	16,4	17,1	17,7	18,2	18,7	19,1	19,5

Таблица составлена в предположении работы на конденсацию и для длины окон, составляющей 10% хода поршня.

Действительное сечение окон

$$f = A f_0.$$

Пример.

Рассчитать сечение выпускных окон для машины Штумпфа следующих размеров:

$$D = 400 \text{ мм}; S = 500 \text{ мм}; n = 150.$$

Давление в конце расширения $p_2 = 1,6 \text{ ата}$

Давление в конденсаторе: $p_1 = 0,03 \text{ ата}$.

Отношение

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,6}{0,03} = 53,4.$$

По таблице

$$f_0 = 19 \text{ см}^2.$$

Величина

$$A = 0,4^2 \cdot 0,5 \cdot 150 = 12.$$

Поэтому

$$f = 19 \cdot 12 = 228 \text{ см}^2.$$

Для круглых окон диаметр каждого окна

$$d = 0,15 = 0,1 \cdot 50 = 5 \text{ см}.$$

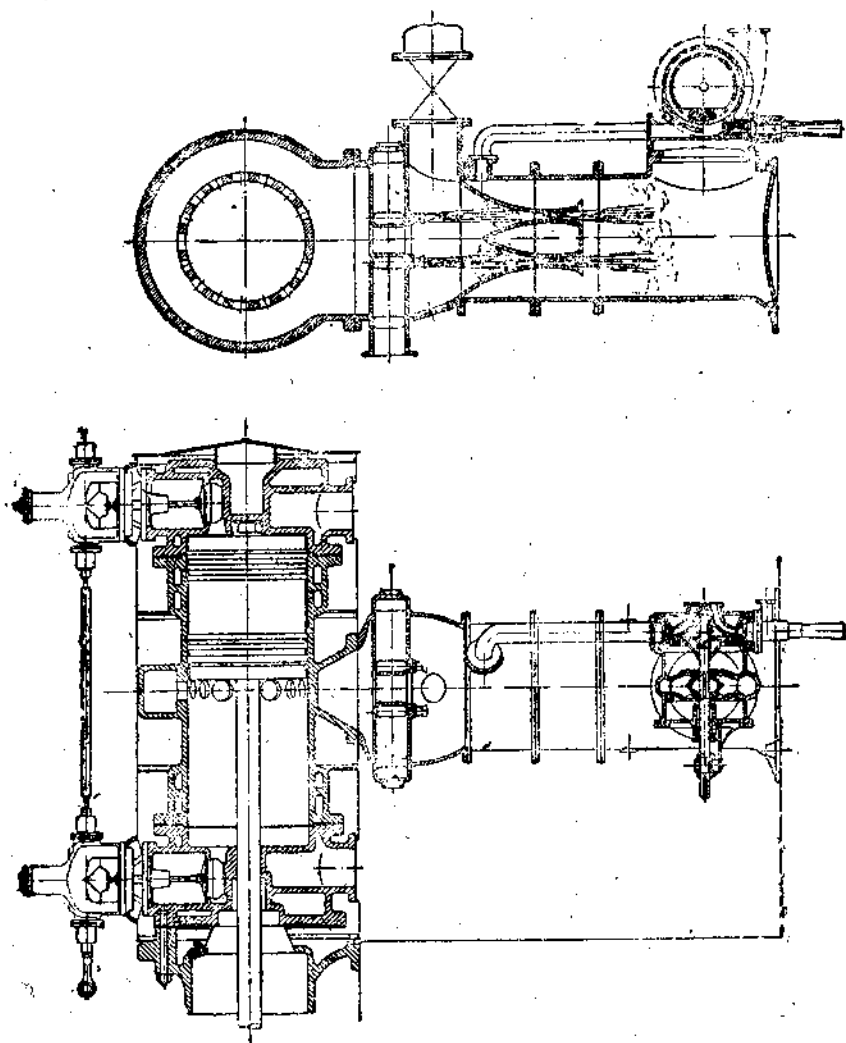
Сечение одного окна

$$f_1 = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 19,63 \text{ см}^2,$$

откуда число окон

$$i = \frac{228}{19,63} \approx 12.$$

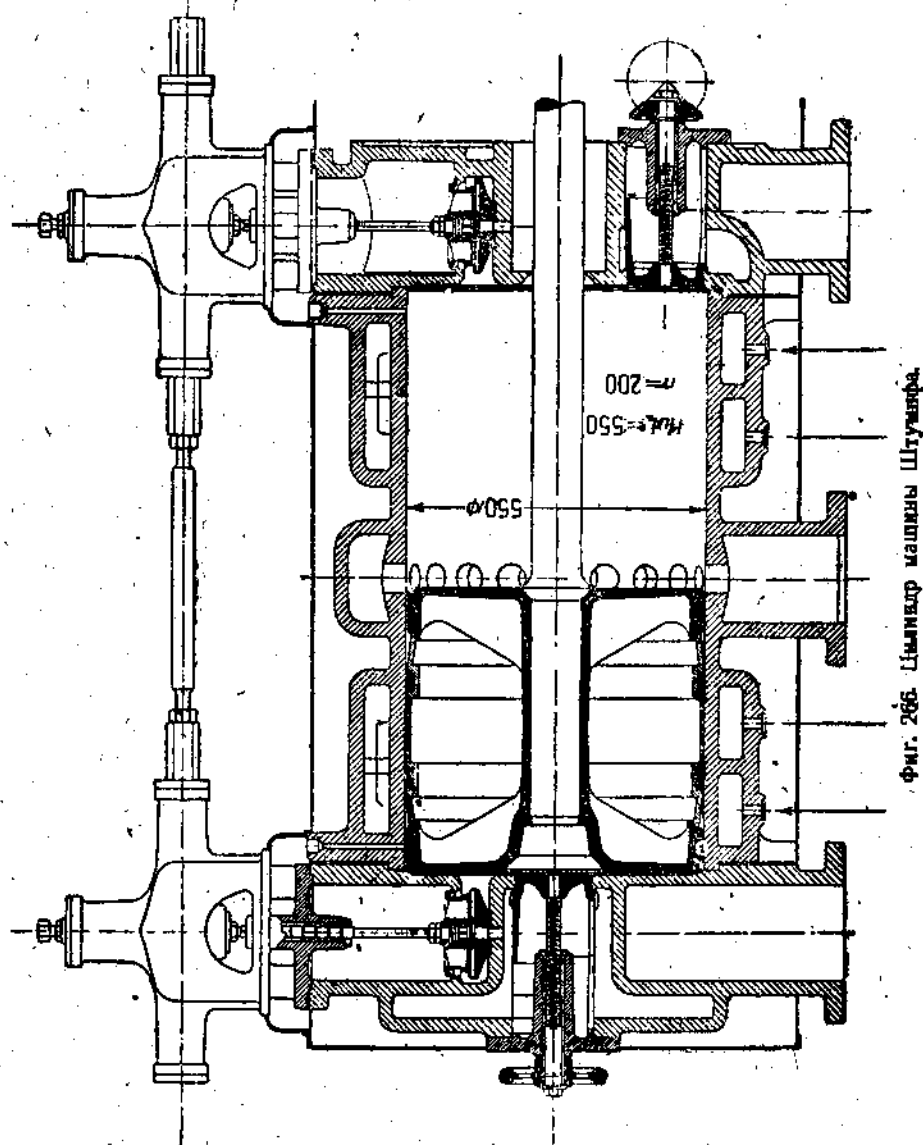
Сечение паровыпускной трубы должно быть равно или больше сечения окон.



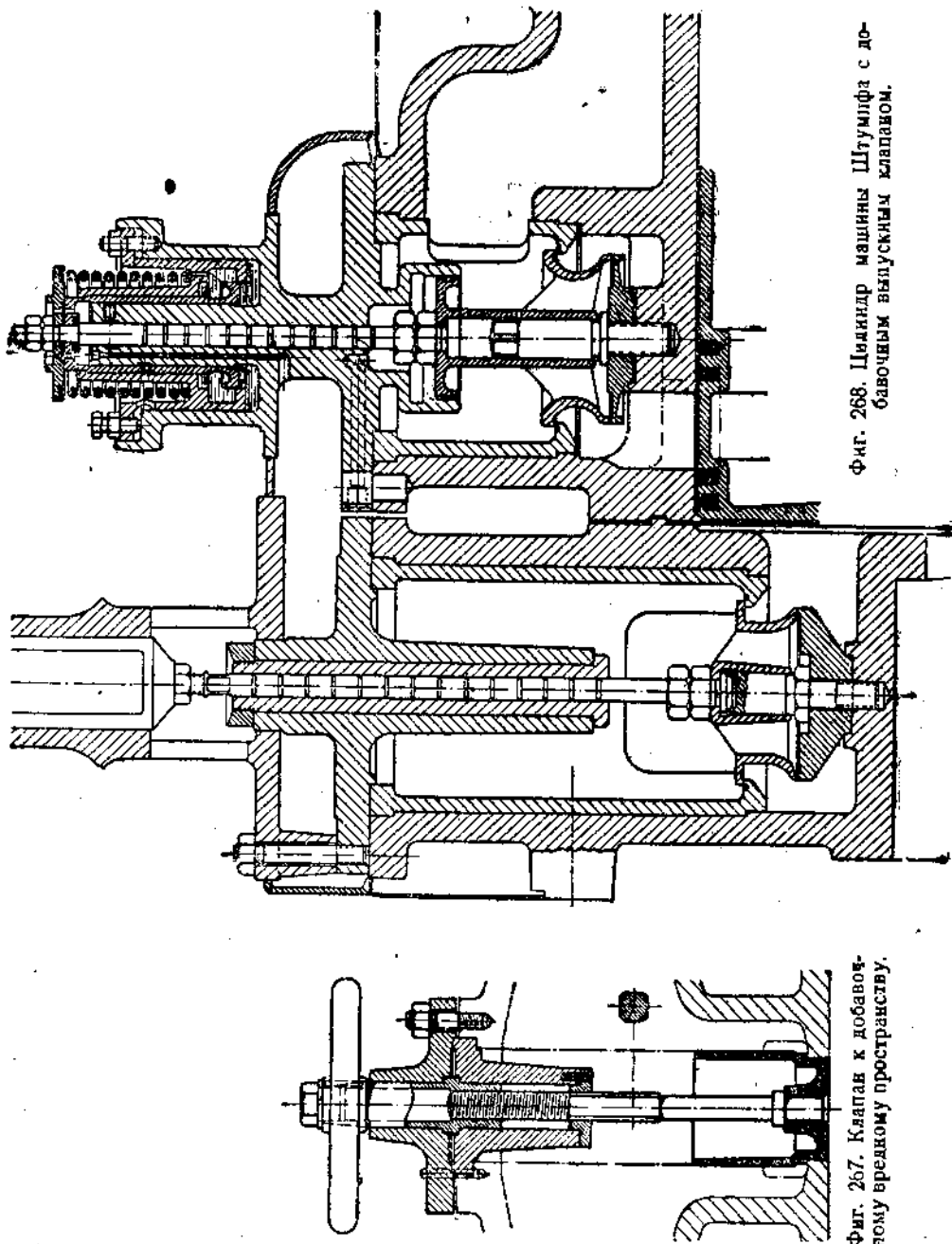
Фиг. 265. Машина Штумпфа.

Выпускное сечение, рассчитанное по вышеуказанному методу, настолько велико, что потери давления пара при проходе через окна не происходит. В связи с высоким вакуумом, который применяется в конденсаторах машины Штумпфа, желательно избежать потерь и в паровыпускной трубе.

Для этого конденсатор прямоточных машин обычно располагается непосредственно под выпускным патрубком цилиндра, как показано на фиг. 211, а также на фиг. 265.



При изучении индикаторной диаграммы машины Штумфа (§ 16-е) было обращено внимание на высокую степень сжатия, в этих машинах, вынуждающую при работе на атмосферу прибегать к искусственному увеличению вредного пространства.



Фиг. 267. Клапан к добавочному вращению пространству.

Фиг. 268. Цилиндр машины Штумфа с добавочным выпускным клапаном.

На фиг. 266 представлена одна из конструкций прямооточного цилиндра, на которой ясно видны клапаны к добавочному вредному пространству.

Детальная конструкция такого клапана показана на фиг. 267. В некоторых случаях применяют клапаны, автоматически открывающиеся при повышении давления выпуска.

Добавочное вредное пространство, конечно, сводит на-нет все выгоды прямооточных конструкций; поэтому в последнее время проф. Штумпф предложил другой способ уменьшения степени сжатия.

На концах цилиндра располагаются автоматически действующие добавочные клапаны для выпуска пара (фиг. 268). Пружина, заложенная сверху клапана, стремится его приподнять; этому препятствует давление пара на поршень, отлитый заодно с клапаном; нижняя часть этого поршня сообщена с выпускным пространством, верхняя — с соответственной полостью цилиндра. Во время впуска и расширения избыточное давление пара превышает силу пружины, и клапан остается закрытым. При выпуске же давление по обе стороны поршня уравнивается, и клапан открывается, производя добавочный выпуск пара.

Посадка клапана совершается бесшумно благодаря наличию масляного буфера.

При работе на конденсацию пространство над поршнем клапана может быть постоянно сообщено с паропроводом острого пара, так что клапан все время закрыт. При переходе на работу с противодавлением пространство над поршнем клапана соединяется с цилиндром.

Такие же клапаны могут ставиться и не автоматические, а с приводом от распределительного валика машины.

Сжатие пара в цилиндре начинается с момента закрытия поршнем окна, ведущего к добавочному клапану.

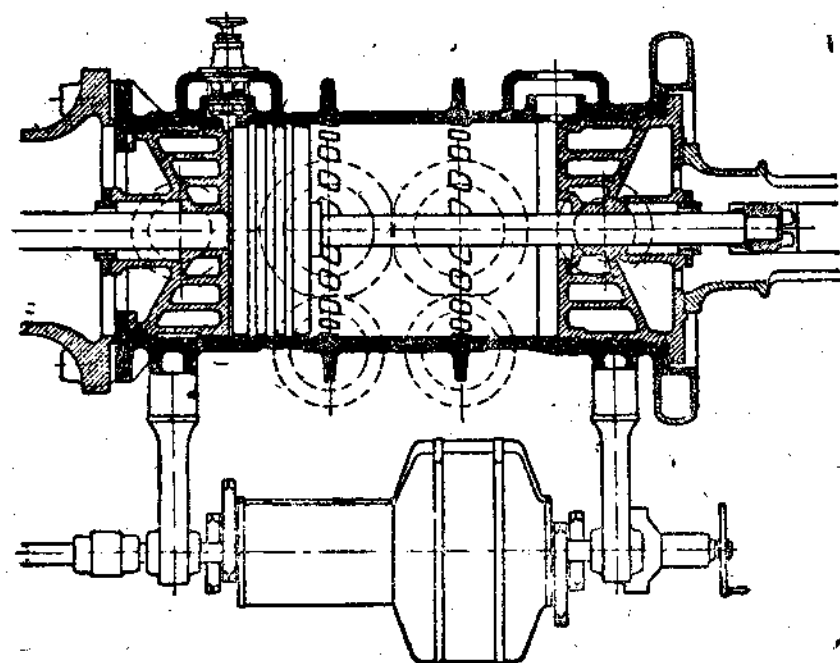
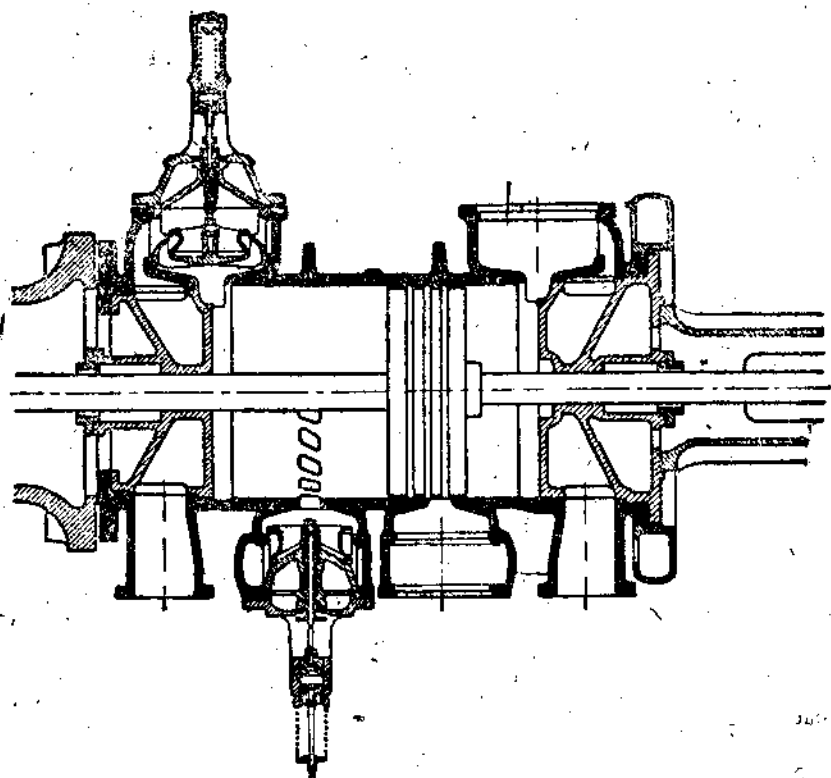
Таким образом и здесь выпуск управляется поршнем машины, и продолжительность сжатия устанавливается в зависимости от расположения добавочного клапана по длине цилиндра.

Несмотря на удачную конструкцию и удобство расположения добавочных клапанов в смысле возможности сохранения малого вредного пространства, применение машин Штумпфа для постоянной работы на атмосферу или с противодавлением остается невыгодным: конструкция с добавочным клапаном не имеет никаких преимуществ перед машинами обычного типа, так как она гораздо сложнее простой прямооточной машины, да и самый принцип прямооточности здесь нарушен.

§ 81. Прямоточные машины с комбинированным распределением выпуска.

Большая степень сжатия в машинах Штумпфа, а также значительная длина поршня и парового цилиндра послужили основанием к появлению прямооточных машин с окнами, выпуск из которых управляется не только поршнем, но и специальными клапанами (или золотниками), в определенные моменты закрывающими выпускной канал из цилиндра.

Схемы таких машин были разобраны ранее. Помимо уменьшения степени сжатия они отличаются от машин Штумпфа коротким поршнем и нормальной длиной цилиндра.



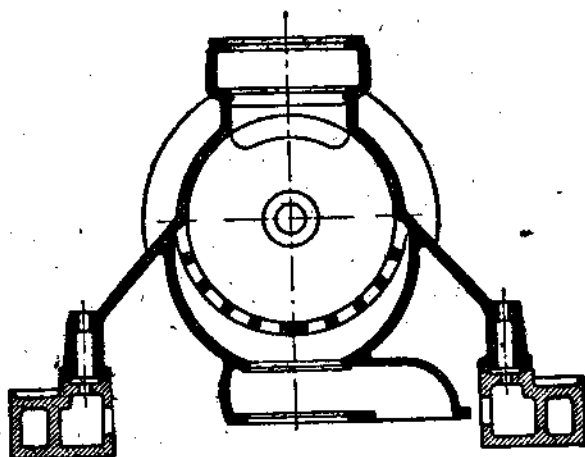
Фиг. 269. Цилиндр прямоходовой машины системы Хунслета.

На фиг. 269 представлен конструктивный чертеж машины, работающей по одной из этих схем.

Цилиндр этой машины, запатентованной инж. Хунгером, имеет два ряда выпускных окон, выход из которых прикрывается клапанами, управляемыми от распределительного валика. При движении поршня слева направо (во время выпуска и расширения) оба выпускных клапана закрыты. Когда левая кромка откроет правый ряд окон, одновременно с этим открываются оба клапана и происходит предварение выпуска. При дальнейшем движении поршня вправо и обратно выпуск совершается через оба ряда окон. Затем поршень закрывает сначала правый, а затем и левый ряд окон, после чего начинается сжатие. Выпускные клапаны все это время открыты; каждый из них закрывается лишь на время впуска и расширения соответственной полости цилиндра.

Несколько иная конструкция цилиндра представлена на фиг. 270 (конструкция Саксонского машиностроительного завода).

Здесь имеется лишь один ряд окон, выпуск из которых управляется поршневым золотником. При лежачем мертвом положении поршня золотник,



Фиг. 269а. Поперечный разрез цилиндра машины системы Хунгера.

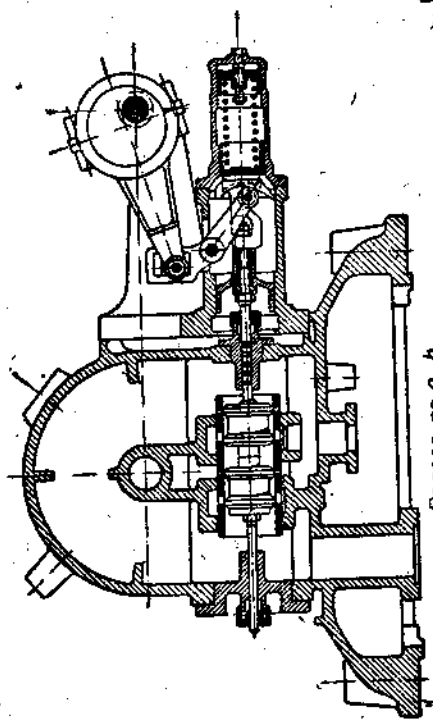
показанный в разрезе по *cd*, держит выпускной канал открытым. После закрытия окон правой кромкой поршня перекрывается золотником и канал. Он открывается вновь незадолго до прихода поршня в правое мертвое положение для осуществления предварения выпуска. При ходе поршня влево из левой полости происходит выпуск пара, продолжающийся до момента закрытия окон левой кромкой поршня. В этой конструкции, таким образом, момент начала выпуска

управляется золотником, а момент начала сжатия — поршнем.

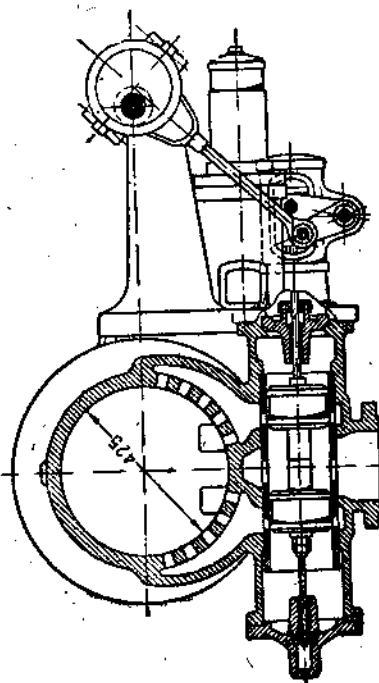
Впускным органом парораспределения служит также цилиндрический золотник, показанный в разрезе по *ab*.

Обе рассмотренные конструкции свободны от недостатков машин Штумпфа, принцип прямоотчности в них сохранен (в особенности важно то обстоятельство, что острый пар не приходит в соприкосновение с выпускными окнами), однако конструкции машин сложнее системы Штумпфа и мало отличаются от машин обычного типа.

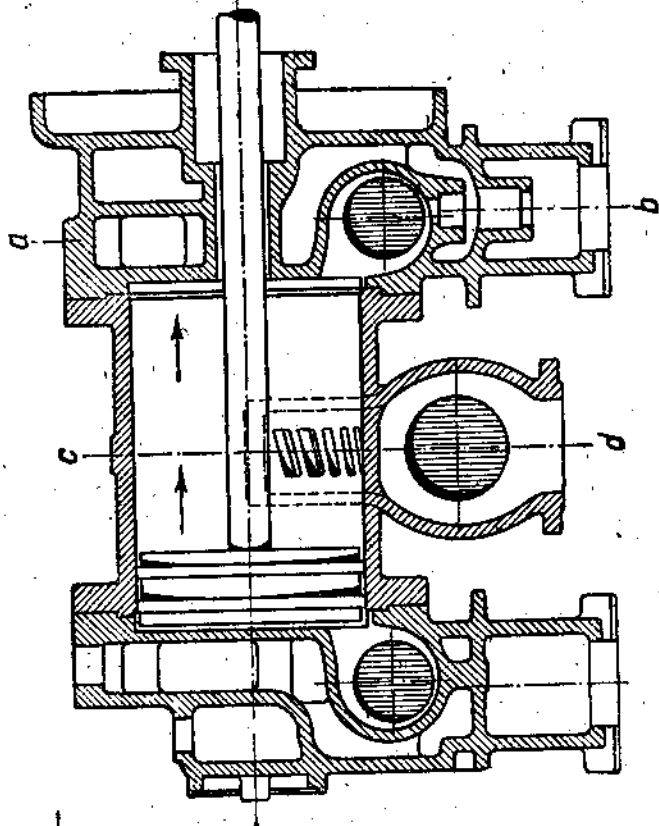
Характерно отметить, что конструкторы обеих машин воспользовались одной из наиболее удачных конструкций машины Штумпфа, а именно обогревом крышек цилиндра. В машине Хунгера при этом клапанные коробки отлиты заодно с цилиндром, так что острый пар, поступаая через патрубок внизу цилиндра, проходит сквозь крышку и выходит по боковому каналу в клапанную коробку. Пригонка крышек в этой конструкции должна быть



Разрез по a-b



Разрез по c-d



Фиг. 270. Прямоточная машина Саксонского машиностроительного завода.

особо тщательная. Несмотря на невысокую степень сжатия, машина снабжена все же добавочным вредным пространством небольшого объема, заключающимся в полостях, прилитых к цилиндру. Примененные в машине Саксонского завода золотники выгодно оттеняют конструкцию машины: парораспределение в достаточной мере просто и в то же время надежно. Вообще обе описанные системы можно поставить наряду с лучшими конструкциями одноцилиндровых машин.

ЧАСТЬ III.

ЗАКОНЫ КРИВОШИПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

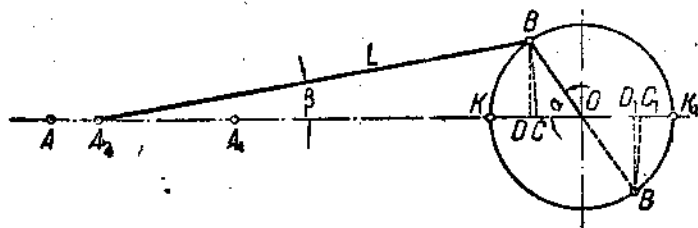
1. КРИВОШИПНЫЙ МЕХАНИЗМ И РАСЧЕТ МАХОВИКА.

§ 82. Кривошипный механизм.

На фиг. 271 представлена схема кривошипного механизма паровой машины.

Мертвые положения кривошипа: OK и OK_1 . Им соответствуют положения крейцкофа в точках A и A_1 , причем

$$AA_1 = KK_1.$$



Фиг. 271. Схема кривошипного механизма.

Когда кривошип повернется на угол α в положение OB , то крейцкоф переместится в точку A_2 , а шатун будет направлен по линии A_2B .

Угол наклона шатуна обозначим β . Если из точки A_2 радиусом, равным длине шатуна L , провести дугу, то она пересечет горизонтальный диаметр в точке C , причем очевидно,

$$KC = AA_2.$$

Отрезок KC представляет собою величину сдвига поршня при повороте кривошипа на угол α .

Введем обозначения: радиус кривошипа

$$OB = R,$$

перемещение поршня

$$KC = x.$$

Опустим перпендикуляр BD из точки B на линию KK_1 .

$$x = KC = KD + DC.$$

Определим каждую из величин KD и DC в отдельности.

1) $KD = OK - OD$.

Так как

$$OD = R \cos \alpha,$$

то

$$KD = R(1 - \cos \alpha).$$

2) $DC = A_2C - A_2D$

$A_2C = A_2B$ представляет собою длину шатуна L .

Из треугольника A_2BD находим:

$$A_2D = \sqrt{A_2B^2 - BD^2} = \sqrt{L^2 - (R \sin \alpha)^2} = L \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha}.$$

Поэтому

$$DC = L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} \right).$$

Производя приближенное извлечение корня, мы можем положить:

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha.$$

В самом деле:

$$\left(1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha \right)^2 = 1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha + \frac{1}{4} \frac{R^4}{L^4} \sin^4 \alpha.$$

Последним членом в правой части мы можем свободно пренебречь, так как

$$\left(\frac{R}{L} \right)^4 \approx \left(\frac{1}{5} \right)^4 < 0,002 \text{ и } \sin \alpha < 1.$$

Поэтому

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha.$$

Приняв это во внимание, найдем

$$DC = L \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha = \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \alpha.$$

Определив KD и DC , найдем:

$$x = KC = KD + DC = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \alpha. \quad (45)$$

Знаки $\pm$ поставлены для обобщения формулы на всю окружность вращения кривошипа. Если кривошип находится в нижней полуокружности и занимает положение OB_1 под тем же углом α к горизонтальному

диаметру, то, произведя построение, аналогичное предыдущему, мы найдем точки C_1 и D_1 , причем сдвиг поршня из правого мертвого положения

$$K_1 C_1 = K_1 D_1 - D_1 C_1$$

Важным

$$K_1 D_1 = KD \text{ и } D_1 C_1 = DC.$$

Поэтому в выражении для x абсолютные значения входящих величин останутся без изменения, знак же перед вторым членом окажется отрицательным.

Если бы шатуна имел бесконечно большую длину, то сдвиг поршня при повороте кривошипа на угол α измерялся бы отрезком

$$KD = R(1 - \cos \alpha),$$

второй член формулы (45) обусловлен конечностью шатуна и обращается в нуль при $L = \infty$.

§ 83. Силы инерции.

Общая формула для сил инерции тела массой m , движущегося с ускорением j :

$$U = -mj$$

(знак минус показывает, что сила инерции направлена противоположно движению).

Для определения сил инерции возвратно-движущихся масс в паровой машине найдем скорость их, а затем и ускорение.

Скорость поршня

$$v = \frac{dx}{dt}.$$

Дифференцируя уравнение (45), найдем:

$$v = (R \sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt}.$$

Так как

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$$

(угловая скорость вращения), то

$$v = \left(R \sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin 2\alpha \right) \omega.$$

Ускорение движения:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \left(R \cos \alpha \pm \frac{R^2}{L} \cos 2\alpha \right) \omega^2. \quad (46)$$

Массу возвратно-движущихся частей мы будем относить к 1 см^3 площади поршня. Обозначим вес этих частей G_A .

Отношение

$$\frac{G_h}{F} = q$$

представляет собою вес движущихся частей, приходящийся на 1 см^2 площади поршня. Масса тех же частей определяется по формуле

$$m = \frac{q}{g},$$

где

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2.$$

Подставив в формулу (46)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

можно определить силу инерции возвратно-движущихся масс:

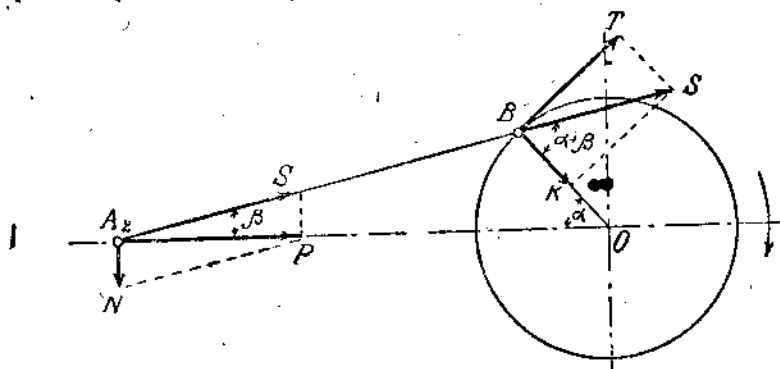
$$U = -\frac{q}{g} \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \left(R \cos \alpha \pm \frac{R^2}{L} \cos 2\alpha \right).$$

Имея в виду, что $\pi^2 \approx g$,

$$U = -qR \frac{n^2}{900} \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right). \quad (47)$$

§ 84. Силы, действующие в кривошипном механизме.

К поршню машины приложена сила P (фиг. 272), которая передается в кривокопф. В точке A_2 эту силу можно разложить на 2 составляющих



Фиг. 272. Силы, действующие в кривошипном механизме.

на силу N , перпендикулярную к оси машины, и на силу S , направленную вдоль шатуна.

Из фиг. 272 следует:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Сила N , приложенная к крейскопфу, вызывает давление на параллели машины. На величину этой силы нужно рассчитывать опорную поверхность крейскопфа с тем, чтобы удельное давление на параллели составляло $2 \div 3 \text{ кг/см}^2$.

Следует отметить, что при правом вращении машины (от цилиндра) сила N всегда направлена вниз, так что можно обойтись одной нижней параллелью (что иногда и применяется), если же машина имеет левое вращение, то сила N постоянно направлена вверх, и параллели машины должны быть двойными.

Перенесем силу S в точку B и разложим ее на две составляющих: одну — направленную по касательной в точке B (сила T), и другую, перпендикулярную к ней, направленную по кривошипной BO (сила K).

Сила T (тангенциальная) является движущей силой машины, она вращает кривошип и вал.

Из треугольника при точке B , образованного силами T и S , мы можем определить величину силы T .

Угол SBK , как внешний по отношению к треугольнику A_2BO , равен сумме двух внутренних углов, с ним не смежных, т. е.

$$\angle SBK = \alpha + \beta.$$

Поэтому

$$T = S \sin(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta). \quad (48)$$

Движущая сила изменяется, таким образом, в зависимости от угла поворота кривошипа.

Когда $\alpha = 0$, то $\beta = 0$ и $T = 0$.

С увеличением угла α сила T возрастает, достигая максимума при $\alpha \approx 90^\circ$ (Если бы шатун был бесконечной длины, то $T_{\max}$ соответствовала бы в точности углу $\alpha = 90^\circ$).

При прохождении кривошипом следующего квадранта сила T убывает.

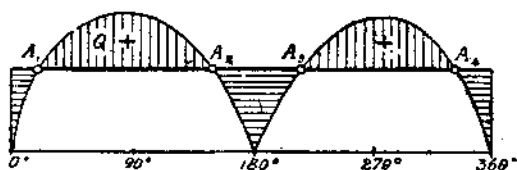
При $\alpha = 180^\circ$ вновь $\beta = 0$ и $T = 0$.

• Тот же закон сохраняется и при прохождении нижней полуокружности.

Если мы развернем окружность вращения кривошипа в виде прямой линии с делениями от 0 до 360° и отложим по ординатам соответствующие величины окружных усилий, то получим кривую тангенциальных усилий (фиг. 273).

Считая нагрузку машины за время одного оборота постоянной, силу сопротивления на этой диаграмме можно изобразить прямой линией. На протяжении горизонтально заштрихованных участков сила сопротивления превышает движущую силу; на участках, вертикально заштрихованных, получается избыток движущей силы.

Площадь диаграммы представляет собою работу силы движущей и силы сопротивления. Работа обеих сил за целый оборот машины при установившемся состоянии одинакова, так что отрицательные площадки диаграммы



Фиг. 273. Диаграмма тангенциальных усилий.

равны положительным. Угловая же скорость вращения в течение одного оборота непостоянна и колеблется от некоторого минимума до максимума.

Положим, в точке A_1 угловая скорость равна ω_1 . На участке A_1A_2 движущая сила превышает силу сопротивления, кривошип приобретает некоторое ускорение, увеличивающее угловую скорость до тех пор, пока движущая сила не сравняется с нагрузкой.

Поэтому в точке A_2 угловая скорость

$$\omega_2 > \omega_1.$$

На протяжении отрезка A_2A_3 получится обратное явление: движущая сила меньше нагрузки, угловая скорость убывает, и в точке A_3

$$\omega_3 < \omega_2.$$

Дальше угловая скорость вновь возрастает и в точке A_4 достигает величины

$$\omega_4 > \omega_3.$$

Обозначим наибольшую из заштрихованных избыточных (положительных или отрицательных) площадей диаграммы Q к.г.м.

Момент инерции вращающихся масс обозначим J .

Так как избыток работы идет на приращение живой силы вращающихся масс, то:

$$\frac{J}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = Q,$$

или вообще

$$J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = Q, \quad (49)$$

где $\omega_{\max}$ и $\omega_{\min}$ — максимальное и минимальное значения угловой скорости на одном из участков пути кривошипа.

Уравнение (49) является основным при расчете маховика, так как главная часть вращающихся масс может быть отнесена к ободу маховика, служащего как бы аккумулятором энергии.

Когда движущая сила превышает силу сопротивления, то маховик накапливает в себе энергию в виде приращения живой силы; когда движущая сила падает, маховик возвращает накопленную энергию. Назначение маховика, таким образом, — поддерживать равномерную угловую скорость в течение одного оборота машины.

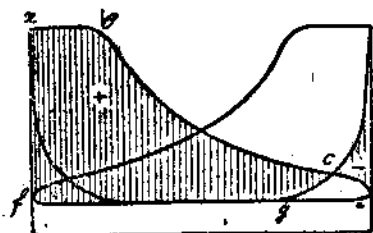
§ 85. Расчет маховика.

Для определения размеров и веса маховика необходимо построить кривую тангенциальных усилий, заменить площадь этой кривой эквивалентной ей работой силы сопротивления (прямоугольник на фиг. 273), определить величину максимальной избыточной площади и по уравнению (49) найти момент инерции маховика.

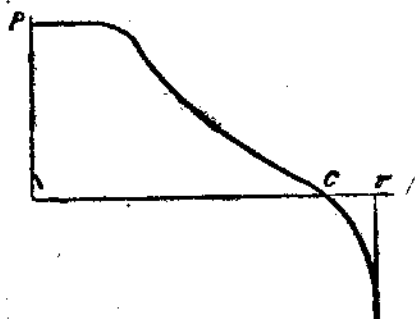
Для построения кривой тангенциальных усилий нужно знать силу P , которая приложена к поршню. Эта сила складывается:

- 1) из давления пара на поршень,
- 2) из силы инерции движущихся масс и
- 3) из собственного веса этих масс, если машина вертикальная.

Давление пара на поршень в любой момент определяется при помощи индикаторных диаграмм машины. Пар давит на поршень с двух сторон (в



Фиг. 274. Определение давления пара на поршень.



Фиг. 275. Кривая давления пара на поршень.

левой и правой полостях). Для определения результирующего давления нужно начертить индикаторную диаграмму не только для левой, но и для правой полости цилиндра.

В то время когда в левой полости происходит выпуск пара по линии ab , из правой полости совершается выпуск по линии fg (фиг. 274).

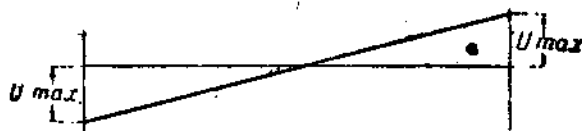
Результирующее давление пара на поршень в мертвом положении измеряется отрезком af , а в дальнейшем — разностью ординат впуска и расширения в левой полости, с одной стороны, выпуска и сжатия в правой полости — с другой. В точке c давление на поршень равно нулю, а далее оно становится отрицательным, так как давление пара в правой полости (во время сжатия) превышает давление в левой полости.

Если результирующие давления пара отложить от оси абсцисс, мы получим кривую, изображенную на фиг. 275. В точке c кривая пересекает ось абсцисс и меняет свой знак.

Переходя к силам инерции, воспользуемся выведенной в § 83 формулой

$$U = -gR \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right).$$

При шатуне бесконечно-большой длины последний член отпадает, и в этом случае изменение сил инерции представляется прямой линией, пересекающей ось абсцисс посередине длины диаграммы (фиг. 276).



Фиг. 276. Изменение сил инерции в функции хода поршня.

В самом деле, когда угол поворота кривошипа $\alpha = 0$, то

$$\cos \alpha = 1 \text{ и } U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 = -U_{\max}.$$

При $\alpha = 90^\circ$, $\cos \alpha = 0$ и $U = 0$.

Когда $\alpha = 180^\circ$, $\cos \alpha = -1$ и $U = +qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 = U_{\max}$.

Построение кривой сил инерции для шатуна конечной длины можно произвести аналитическим методом, подставляя в формулу (46) различные значения угла α и находя соответствующие им величины силы инерции.

Удобнее это построение произвести при помощи простого графического приема, который дает несколько характерных точек кривой сил инерции.

Начертим (фиг. 277) полуокружность вращения кривошипа и под нею прямую линию a_1b_1 , представляющую изменение силы инерции при бесконечно-длинном шатуне. Учитывая конечность шатуна, необходимо внести поправку, величина которой:

$$\pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha$$

[знак $(+)$ относится к верхней полуокружности кривошипа, знак $(-)$ — к нижней].

При угле $\alpha = 0$ $\cos \alpha = 1$, $\cos 2\alpha = 1$, и величина силы инерции

$$U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) = -(U_{\max} + \frac{R}{L} U_{\max}).$$

Таким образом силу инерции, изображенную отрезком ma_1 , мы должны увеличить на отрезок

$$x = \frac{R}{L} U_{\max}.$$

Тогда мы получим точку a , принадлежащую искомой кривой. Если $\alpha = 180^\circ$, то $\cos \alpha = -1$, а $\cos 2\alpha = +1$:

$$U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(-1 + \frac{R}{L}\right) = U_{\max} - \frac{R}{L} U_{\max}.$$

От отрезка nb_1 нужно отнять ту же величину x и тогда мы найдем точку b , принадлежащую кривой сил инерции.

При угле $\alpha = 90^\circ \cos \alpha = 0, \cos 2\alpha = -1$:

$$U = -qR \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \left(-\frac{R}{L}\right) = \frac{R}{L} U_{\max}.$$

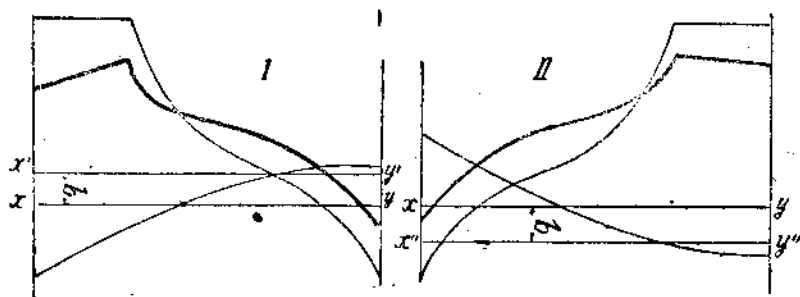
Точку K_2 , соответствующую повороту кривошипа на 90° , нужно снести на диаметр при помощи дуги, радиус которой равен длине шатуна L . На ординате под точкой K'_2 надо отложить величину

$$x = \frac{R}{L} U_{\max}$$

в виде отрезка fg .

Отметим далее углы поворота кривошипа на 45 и 135° . Соответственные положения кривошипа: OK_3 и OK_4 . При $\alpha = 45^\circ, \cos 2\alpha = 0$, т. е. поправка на конечность шатуна отпадает, величина силы инерции получается та же, что и для шатуна бесконечно-большой длины (на диаграмме отрезок il). Эту величину, учитывая конечность шатуна, нужно отложить под точкой K'_3 . Тогда мы получим точку e кривой сил инерции. Аналогичным построением найдем точку d при угле $\alpha = 135^\circ$, так как и в этом случае $\cos 2\alpha = 0$.

Найденных точек достаточно для построения кривой сил инерции в виде линии $aegdb$. Кривая сил инерции при прохождении кривошипом нижней полуокружности имеет симметричную форму и изображена на фиг. 277 пунктиром.



Фиг. 278. Кривые сил, приложенных к поршню.

При ходе поршня вправо нужно пользоваться первой кривой сил инерции, при ходе влево — второй кривой.

Теперь можно произвести суммирование давлений пара и сил инерции. Складывая геометрически обе кривые, мы получим некоторую суммарную кривую давлений на поршень, которая обычно имеет небольшой отрицательный участок.

На фиг. 278 кривая I соответствует ходу поршня вправо. Для хода поршня влево кривая II имеет несколько иной вид, что обуславливается конечностью шатуна, влияющей на очертание кривых сил инерции.

Если машина вертикальная, то нужно учесть еще влияние собственного веса возвратно-движущихся масс. Для этого ось абсцисс xu переносится на величину веса q вверх или вниз. Когда поршень движется вверх, то собственный вес его является отрицательной силой. Новая ось абсцисс $x'u'$ проводится на высоте q над прежней осью.

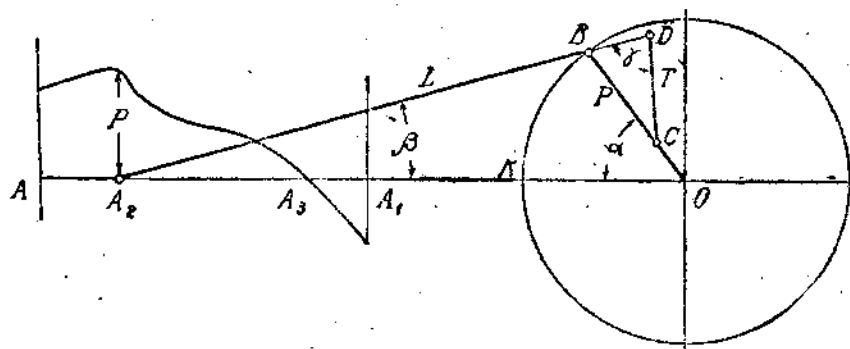
При ходе поршня вниз собственный вес увеличивает силу, приложенную к поршню, и новую ось абсцисс $x''y''$ нужно провести ниже имеющейся на ту же величину q .

Из вышеизложенного следует, что для построения кривой давлений на поршень нужно знать величину q . Если речь идет о работающей машине, то, конечно, вес возвратно-движущихся масс может быть подсчитан, а разделив его на площадь поршня, мы находим величину q .

К возвратно-движущимся массам относятся: поршень, шток, контршток, крейцкопф и 0,4 массы шатуна (0,6 массы шатуна относятся к вращающимся массам и считаются сосредоточенными в пальце кривошипа).

Для проектируемой машины величина q может быть взята из следующей таблицы, составленной на основании практических данных:

Для машин одноцилиндровых и ц. в. д. машин компаунд и тандем $q = 0,28 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 279. Определение тангенциальных усилий.

Для ц. в. д. машин компаунд и тандем $q = 0,2 \text{ кг/см}^2$. Для машин Штумпфа: $q = 0,3 \div 0,4 \text{ кг/см}^2$.

В последнем случае можно также пользоваться формулами Штумпфа

$$q = 0,064 D^{0,5},$$

где D — диаметр цилиндра в см, и

$$q = \frac{3,5 N_s}{F},$$

где N_s — мощность машины в лошадиных силах, F — площадь поршня в см².

Если машина имеет контршток, то к величине q добавляется еще $0,02 \text{ кг/см}^2$.

Перейдем теперь к определению величины тангенциальной силы T .

На фиг. 279 слева вычерчена суммарная кривая давлений на поршень для левой полости цилиндра. Длина диаграммы, представляющая ход пор-

пия, равна AA_1 . Опишем окружность, диаметр которой равен AA_1 , а расстояние AK равно длине шатуна L :

$$\overline{AK} = \overline{OK} = 2,5\overline{AA_1}$$

$$\left(\text{считая, что отношение } \frac{R}{L} = \frac{1}{5} \right).$$

Начерченная окружность представляет собою окружность вращения кривошипа, точки же A и A_1 мы можем считать за мертвые положения кривошипа.

Выберем произвольное положение кривошипа A_1 , при котором кривошип повернется на угол α . Величина давления на поршень в этот момент определяется ординатой в точке A_1 . Эту силу мы обозначим P . Отложим P по направлению радиуса кривошипа OB в виде отрезка BC . Продолжим направление шатуна A_1B и через точку C проведем вертикаль до пересечения с продолжением шатуна в точке D . Угол между шатуном и осью машины обозначим, как обычно, β .

В таком случае

$$\angle DBC = \alpha + \beta; \quad \angle DCB = 90^\circ - \alpha;$$

$$\angle BDC = 180^\circ - (\alpha + \beta) - (90^\circ - \alpha) = 90^\circ - \beta.$$

Легко доказать, что отрезок DC будет равен тангенциальной силе T . Из треугольника BDC имеем

$$\frac{DC}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{P}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{P}{\cos \beta}.$$

$$DC = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = T \text{ см. формулу (48)].}$$

Таким графическим приемом можно определить тангенциальную силу T для любого положения поршня.

Для обратного хода поршня (от A_1 к A) следует измерять ординаты P по кривой давлений обратного хода (II на фиг. 278) и находить силу T на нижней полуокружности.

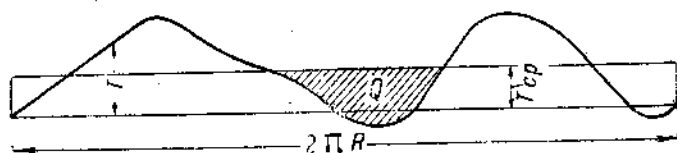
Построение следует выполнять таким образом, что окружность кривошипа делится на $16+24$ равных частей, и из точек деления делаются засечки радиусом, равным длине шатуна, на линии AA_1 . На окружность кривошипа переносится также точка A_2 , в которой $T=0$. На участке A_2A_1 желательно отметить хотя бы одну точку и определить для нее тангенциальную силу.

Для получения диаграммы тангенциальных усилий окружность вращения кривошипа разворачивают в виде прямой линии длиной $2\pi R$. Линию эту делит на столько равных частей, на сколько была разделена окружность, и на ординатах в точках деления откладывают тангенциальные силы T . Подобная диаграмма представлена на фиг. 280.

Площадь диаграммы планиметрируется и делится на длину диаграммы. Таким образом находится средняя величина тангенциальной силы $T_{\text{ср}}$.

равная постоянной силе сопротивления. Проведя на высоте $T_{\text{сн}}$ прямую линию, получим прямоугольник, площадь которого равна площади кривой тангенциальных усилий.

Далее выбирается наибольшая избыточная площадка, которая может быть положительной или отрицательной. Измеряется площадь ее Q , и эта величина служит основой для расчета маховика.



Фиг. 280. Диаграмма тангенциальных усилий.

При определении Q принимается, конечно во внимание масштаб диаграммы. Масштаб давлений обычно тот же, что и на индикаторной диаграмме, масштаб длины находится из условия: длина диаграммы равна $2\pi R$.

Так как величины всех сил мы относили к 1 см^2 площади поршня, то для нахождения полной величины избыточной работы мы должны увеличить Q в F раз.

Согласно уравнению (49)

$$FQ = J \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2},$$

где J — момент инерции маховика. Остальные вращающиеся части в расчет не принимаются.

$$J = \frac{G D_k^2}{g 4},$$

где D_k — диаметр маховика (точнее, диаметр центра тяжести обода), G — вес маховика, отнесенный к центру тяжести обода¹.

Величину

$$\frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2}$$

мы представим в виде

$$\frac{(\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})}{2} \frac{(\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}})}{2} \frac{\omega}{\omega}.$$

Под ω мы будем понимать среднюю угловую скорость

$$\omega = \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2}.$$

Отношение

$$\frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega} = \delta$$

¹ Масса $\frac{G}{g}$, сосредоточенная в центре тяжести обода, обуславливает ту же величину кинетической энергии, какую обладает полная масса маховика.

называется степенью неравномерности маховика. Величина δ показывает, насколько отклоняются максимальная и минимальная угловые скорости от среднего значения. Пользуясь принятыми обозначениями, найдем

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \omega^2 \delta.$$

В таком случае

$$FQ = J\omega^2 \delta = \frac{G}{g} \frac{D_k^2}{4} \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \delta = GD_k^2 \frac{\pi^2}{3600} \delta.$$

Из последнего уравнения определяется так называемая характеристика маховика

$$GD_k^2 = \frac{3600 FQ}{\pi^2 n^2}. \quad (50)$$

В этой формуле:

$$\begin{array}{ll} D_k & \text{— в м,} \\ Q & \text{— в кгм/см}^2, \end{array} \quad \begin{array}{ll} F & \text{— в см}^2, \\ G & \text{— в кг.} \end{array}$$

Для нахождения веса маховика обычно задаются диаметром его с тем, чтобы окружная скорость на ободе маховика

$$v = \frac{\pi D_k n}{60}$$

составляла:

$$v = 15 \div 20 \text{ м/сек}$$

и в крайнем случае для быстроходных машин

$$v = \text{до } 30 \text{ м/сек.}$$

Так как кинетическая энергия маховика обуславливается массой не только обода, но и спиц, то вес обода маховика может составлять 0,9 вычисленного веса:

$$G_k = 0,9G.$$

Полный вес маховика можно считать $1,35G_k$.

Степенью неравномерности маховика δ при его проектировании нужно задаться. Величина δ зависит от назначения машины и может быть выбрана в следующих пределах:

- Для насосов и лесопильных рам $\delta = 1/25$
- » трансмиссий и механических мастерских $\delta = 1/25$
- » мукомольных мельниц $\delta = 1/50$
- » прядильных машин $\delta = 1/50 \div 1/100$
- » динамомашин постоянного тока $\delta = 1/150 \div 1/200$
- » генераторов переменного тока $\delta = 1/100$

Площадь поперечного сечения обода маховика f может быть определена из соотношения

$$G_k = 2\pi R_k \gamma f,$$

где R_k — радиус центра тяжести обода в см,

γ — удельный вес чугуна.

Принимая $\gamma = 0,00725 \text{ кг/см}^3$, найдем

$$f = \frac{1}{2\pi \cdot 0,00725} \frac{G_k}{R_k} = 22 \frac{G_k}{R_k}. \quad (51)$$

Площадь сечения обода маховика f получается в см².

Для многцилиндровых машин метод расчета остается тот же.

Кривые тангенциальных усилий строятся для каждого цилиндра в отдельности, а затем графически складываются; при этом кривые смещаются одна относительно другой сообразно углам заклинения кривошипов. Для машин многократного расширения пользуются рэкинизированными (см. § 33) диаграммами, и в формуле (50) F в этом случае обозначает площадь поршня п. н. д.

§ 86. Пример расчета маховика.

Рассчитать маховик машины, развивающей мощность $N_e = 100 \text{ л. с.}$ при числе оборотов $n = 120$ в минуту. Диаметр цилиндра $D = 300 \text{ мм}$, ход поршня $S = 500 \text{ мм}$.

Машину обслуживает динамо постоянного тока; поэтому степень неравномерности выбрана:

$$\delta = 1/120.$$

Для рассчитываемого маховика построена кривая тангенциальных усилий, причем длина ее составляет 200 мм, масштаб же давлений:

$$1 \text{ мм} = 0,1 \text{ кг/см}^2.$$

Так как длина диаграммы должна равняться

$$2\pi R = 2\pi \cdot 0,25 = 1,57 \text{ м},$$

то масштаб абсцисс диаграммы

$$1 \text{ мм} = \frac{1,57}{200} = 0,00775 \text{ м}.$$

Избыточная площадь диаграммы тангенциальных усилий равна 980 мм², что при указанных масштабах составляет:

$$980 \cdot 0,1 \cdot 0,00775 = 0,76 \text{ кг/см}^2.$$

Примем окружную скорость на ободе маховика

$$v = 20 \text{ м/сек};$$

тогда диаметр маховика

$$D_k = \frac{60v}{\pi} = \frac{60 \cdot 20}{120\pi} = 3,2 \text{ м.}$$

Площадь поршня парового цилиндра

$$F = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706 \text{ см}^2.$$

По формуле (50) вес маховика, приведенный к центру тяжести обода

$$G = \frac{3600 Q F}{\pi^2 D_k^3} = \frac{3600 \cdot 0,76 \cdot 706 \cdot 150}{14400 \cdot 10,2} = 1970 \text{ кг.}$$

Вес обода может быть принят

$$G_k = 0,9 \cdot 1970 = 1770 \text{ кг.}$$

Площадь поперечного сечения обода

$$f = 22 \frac{G_k}{R_k} = \frac{22 \cdot 1770}{160} = 243 \text{ см}^2.$$

II. УСТОЙЧИВОСТЬ ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 87. Силы инерции вращающихся и возвратно-движущихся масс.

Вопросы устойчивости паровой машины связаны с определением сил инерции, которыми обладают движущиеся части машины. Мы будем рассматривать отдельно массы возвратно-движущиеся (поршень, шток, крейцкопф и 0,4 шатуна) и массы вращающиеся, центр тяжести которых не совпадает с осью вращения (0,6 шатуна, палец кривошипа и кривошип).

Как было выведено в § 83, сила инерции возвратно-движущихся масс, приходящаяся на единицу площади поршня, выражается формулой:

$$U = -qR \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right),$$

где

$$q = \frac{G_k}{F}$$

(G_k — вес возвратно-движущихся частей; F — площадь поршня).

Полную величину сил инерции возвратно-движущихся масс U_k получим, умножив U на площадь поршня F :

$$U_k = - \frac{G_k F}{F} R \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cos \alpha = - G_k R \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cos \alpha.$$

При этом конечностью шатуна мы пренебрегаем, в связи с чем отпадает член $\frac{R}{L} \cos 2\alpha$. Сила U'_h достигает максимума при углах поворота кривошипа $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$ ($\cos \alpha = \pm 1$). Направление сил инерции в обоих случаях будет различное, численное же значение одинаково:

$$(U'_h)_{\max} = \pm G_h R \frac{n^2}{900}.$$

Эта сила вызывает подергивание машины вдоль ее оси. Если машину подвесить на канате, то она будет раскачиваться, как маятник. То же явление наблюдается в локомотивах, которые при работе машины раскачиваются вперед и назад, что вызывает необходимость установки подкладок под колеса локомотива. В стационарных машинах горизонтальная сила инерции передается фундаменту, нагружая фундаментные болты.

Неуравновешенные вращающиеся массы, весом G_r , развивают центробежную силу C (фиг. 281). Как известно,

$$G = \frac{G_r v^2}{gR} = \frac{G_r}{g} \cdot \frac{4\pi^2 R^2 n^2}{360^2 R} = G_r R \frac{n^2}{900}.$$

Фиг. 281. Силы инерции вращающихся масс.

Раскладывая силу C на горизонтальную и вертикальную составляющие, найдем:

$$U''_h = G_r R \frac{n^2}{900} \cos \alpha,$$

$$U_v = G_r R \frac{n^2}{900} \sin \alpha.$$

Последняя (вертикальная) сила достигает максимума при углах поворота кривошипа $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$:

$$(U_v)_{\max} = \pm G_r R \frac{n^2}{900}. \quad (52)$$

Горизонтальная составляющая U''_h центробежной силы складывается с силой инерции возвратно-движущихся масс. Суммарная сила инерции, направленная по оси машины (горизонтально — для горизонтальных машин)

$$U_h = U'_h + U''_h = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \cos \alpha,$$

$$(U_h)_{\max} = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900}. \quad (53)$$

В то время как эта сила вызывает подергивание машины, вертикальная сила инерции U_v то прижимает вал к нижним вкладышам подшипников, вызывая добавочное давление на вкладыши, то стремится поднять вал, а

вместе с ним и всю машину, нагружая крышечные болты подшипников и фундаментные болты.

Указанные силы инерции могут достигать значительных величин, что иллюстрируется следующим численным примером.

Пример.

Определить силы инерции машины по следующим данным.

Радиус кривошипа $R = 0,4$ м.

Число оборотов $n = 300$.

Веса неуравновешенных масс:

$$G_h = 300 \text{ кг}; \quad G_r = 100 \text{ кг}.$$

По формулам (53) и (52):

$$(U_h)_{\max} = \frac{400 \cdot 0,4 \cdot 300^2}{900} = 16\,000 \text{ кг},$$

$$(U_r)_{\max} = \frac{100 \cdot 0,4 \cdot 300^2}{900} = 4\,000 \text{ кг}.$$

Из выражений для сил инерции видно, что они быстро растут с увеличением числа оборотов. В тихоходных машинах они не так велики, как в указании примере, но все же оказывают значительное влияние на размеры частей машины при подсчете их на прочность. При расчете фундамента машины необходимо принимать во внимание силы инерции. Для машин тихоходных в большинстве случаев расчет фундамента на силы инерции дает минимальные значения для веса фундамента, и последний, из соображений конструктивных и учитывая плотность почвы, приходится брать тяжелее.

Для машин же быстроходных значительный вес фундамента обычно обуславливается исключительно величиной сил инерции.

§ 88. Условия устойчивости горизонтальной машины.

Вдоль оси машины, схема которой представлена на фиг. 282, действует сила U_h . Вес фундамента обозначим Q , вес машины Q_m . Сила U_h стремится повернуть машину вместе с фундаментом вокруг точки a . В обратном направлении действует момент веса фундамента и машины. Необходимо, чтобы

$$U_h y \leq (Q + Q_m) x.$$

Отсюда находим минимальный вес фундамента.

$$Q \geq \frac{U_h y}{x} - Q_m.$$

Заемствуя цифровые данные из предыдущего параграфа и полагая

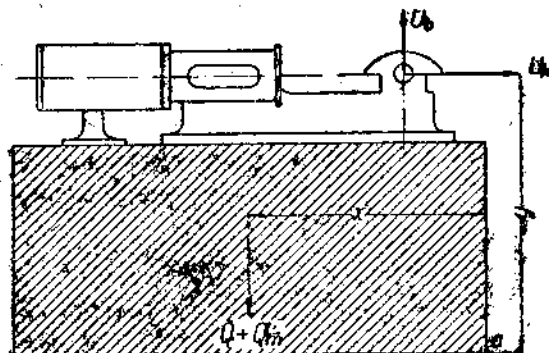
$$x = y; \quad Q_m = 3\,000 \text{ кг},$$

найдем

$$Q \geq 16\,000 - 3\,000; \quad Q \geq 13\,000 \text{ кг}.$$

Принимая вес 1 м^3 кирпичной кладки 1600 кг , находим минимальный объем фундамента 8 м^3 .

Из формулы выясняется выгода увеличения длины фундамента (размер x). При этом необходимо, чтобы фундамент был совершенно монолитен, и машина на всем ее протяжении надежно связана с фундаментом болтами.



Вес фундамента необходимо проверить также на скольжение под действием силы U_h . Для этого служит формула

$$U_h < (Q + Q_m)f,$$

где f — коэффициент трения фундамента по основанию.

Если фундамент поставлен на земляной подушке, то

Фиг. 282. Схема горизонтальной машины.

$$f = 0,85;$$

если подушка бетонная, то

$$f = 0,75.$$

Что касается влияния вертикальной силы инерции U_v , то, очевидно, должно соблюдаться условие:

$$Q + Q_m > U_v.$$

Обыкновенно в горизонтальных машинах это условие всегда выполняется.

Сила U_v служит для расчета:

1) Фундаментных болтов, причем в расчет принимаются только болты, ближайшие к валу, болты под цилиндром в расчет не принимаются. Допускаемое напряжение на разрыв в болтах ввиду ответственности работы и значительной затяжки их берется:

$$R_s = 200 \rightarrow 300 \text{ кг/см}^2.$$

2) Удельного давления рамы машины на кладку фундамента; давление это складывается из веса машины и сил U_v . Допускаемое давление на кладку берется

$$p = 2 \rightarrow 4 \text{ кг/см}^2.$$

3) Крышечных болтов коренных подшипников, причем принимаются во внимание только подшипники, примыкающие к кривошпиту, так что в случае коленчатого вала в расчет принимаются болты двух подшипников, а в случае кривошпитного вала — лишь одного подшипника.

§ 89. Условия устойчивости вертикальной машины.

В этой машине (фиг. 283) сила U_v , действующая по оси машины, направлена вертикально, а сила U_h — горизонтально. Первая сила вызывает напряжение фундаментных и подшипниковых болтов, вторая — создает момент, стремящийся опрокинуть фундамент вокруг ребра α .

Основным для расчета фундамента в этом случае является условие:

$$U_A < Q + Q_m.$$

В горизонтальной машине оно дает наименьший вес фундамента по сравнению с другими расчетными формулами. Здесь же наибольший вес фундамента Q получается именно из этого соотношения. Если взять данные примера, разобранного в § 88, и положить

$$Q_m = 2\,500 \text{ кг},$$

(вертикальные машины несколько легче горизонтальных), то

$$16\,000 < Q + 2\,500; \quad Q > 13\,500 \text{ кг},$$

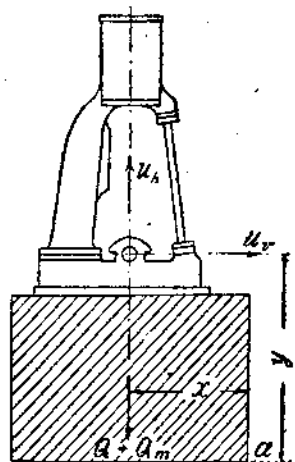
что составляет 8,5 м³ кладки.

Пронзводя расчет на силу U_v , можно написать аналогично предыдущему параграфу

$$U_v y < (Q + Q_m) x,$$

откуда

$$Q > \frac{U_v y}{x} - Q_m.$$



Фиг. 283. Схема вертикальной машины.

Третье условие равновесия выражается формулой

$$U_v < (Q + Q_m) f$$

$$(f = 0,65 - 0,75).$$

Подшипниковые и фундаментные болты вертикальных машин нагружаются силой U_A , которая всегда больше U_v . Поэтому в вертикальных машинах фундаментные болты получаются более солидными, чем в машине горизонтальной.

Фундаментные болты могут быть рассчитаны по разности сил $U_A - Q_m$, крышечные же болты — по полной силе U_A , сложенной со статическими опорными реакциями в подшипнике.

Колонны, на которых стоит цилиндр машины, рассчитываются на силу давления пара и силу инерции U_A .

§ 90. Уравновешивание сил инерции.

Силы инерции, достигая значительной величины, часто обуславливают совершенно неконструктивные размеры отдельных частей машины (в особенности это относится к коренным подшипникам). Поэтому при большом числе оборотов вращающиеся и возвратно-движущиеся массы стремятся уравновесить, т. е. приложить силы равные и прямо противоположные силам инерции. Это достигается при помощи противовесов.

Противовесы подвешиваются к кривошпиу машины, как показано на фиг. 284. Вес противовеса обозначим G_p , радиус его центра тяжести ρ . Если противовес предназначен для уравнивания вращающихся масс, то должно быть соблюдено условие:

$$G_p R \frac{\pi^2}{900} = G_r \rho \frac{\pi^2}{900}.$$

Левая часть этого уравнения представляет собою центробежную силу вращающихся масс (кривошпиа и 0,6 шатуна), правая — центробежную силу, развиваемую противовесом. Из уравнения следует

$$G_p = G_r \frac{R}{\rho}.$$

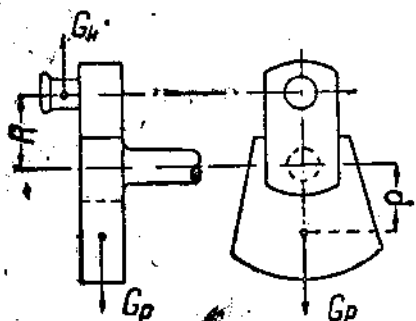
Зная ρ , можно определить вес противовеса, или наоборот.

При полном уравнивании вращающихся масс целиком уравновешивается сила U_p , по оси же машины остается сила инерции U'_a .

При помощи вращающегося противовеса можно, однако, уничтожить действия и возвратно-движущихся масс. Если противовесу придать вес

$$G_p = G_a \frac{R}{\rho},$$

то его центробежная сила раскладывается на две составляющих: горизонтальную



Фиг. 284. Схема противовеса.

и вертикальную

$$U_{pa} = G_p \rho \frac{\pi^2}{900} \cos \alpha = G_a R \frac{\pi^2}{900} \cos \alpha$$

$$U_{pm} = G_p \rho \frac{\pi^2}{900} \sin \alpha = G_a R \frac{\pi^2}{900} \sin \alpha.$$

Силы эти направлены прямо противоположно силам U_a и U_p . U_{pa} уравновешивается силой U'_a , вызываемой возвратно-движущимися массами. Поэтому в горизонтальном направлении остается неуравновешенной лишь небольшая сила U''_a , обусловленная вращающимися массами. По вертикальной же оси (предполагается горизонтальная машина) будет действовать разность сил

$$U_{pm} - U_p = (G_a - G_p) R \frac{\pi^2}{900} \sin \alpha.$$

При этом последнем способе уравнивания значительно уменьшаются силы инерции, действующие по оси машины, но повышаются значения сил, направленных перпендикулярно к оси машины. Этот способ особенно применим, поэтому, для вертикальных быстроходных машин, а также для горизонтальных машин с тяжелыми возвратно-движущимися частями.

Уравновешение вращающихся масс (1-й случай) производится почти исключительно в вертикальных машинах, так как для горизонтальных машин оно не приносит заметной пользы.

В некоторых случаях производят частичное уравновешение и вращающихся и возвратно-движущихся масс, делая G_p равным от 0,5 до 0,8 веса масс $G_s + G_r$.

В паровозных машинах делают

$$G_p = G_r + \alpha G_s$$

$$(\alpha = 0,15 - 0,6)$$

В обоих последних случаях вес G_p отнесен к радиусу кривошипа R . Вышеприведенные формулы относятся к случаю бесконечно-длинного шатуна. Учитывая конечность шатуна, можно установить, что полное уравновешение возвратно-движущихся масс вращающимся противовесом не может быть достигнуто.

В многоцилиндровых машинах силы инерции могут быть уравновешены и без помощи противовесов надлежащим заклиненiem кривошипов отдельных цилиндров.

ЧАСТЬ IV.

РЕГУЛИРОВАНИЕ.

§ 91. Назначение и классификация регуляторов.

В большинстве случаев паровая машина приводит в движение такие машины-орудия, которые должны работать при более или менее постоянном числе оборотов. Задача поддержания числа оборотов паровой машины на определенной высоте выполняется регулятором, который для этого случая может быть назван регулятором скорости.

В некоторых установках машин, например, для привода насосов или воздуходувок, для изменения количества подаваемой жидкости (или воздуха) должно изменяться число оборотов машины без изменения среднего индикаторного давления. Регуляторы, которые устанавливают мощность машины изменением числа оборотов (в известных пределах), называются регуляторами работы.

В дальнейшем мы будем касаться преимущественно регуляторов скорости.

Регулятор представляет собой один или два вращающихся маятниковых груза, которые при нормальном числе оборотов машины занимают некоторое положение равновесия, так как центробежная сила грузов уравнивается тем или иным способом, например при помощи пружины, оттягивающей грузы по направлению к оси вращения.

Процесс регулирования происходит следующим образом.

При уменьшении нагрузки машины, благодаря избытку движущей силы повышается число оборотов; центробежная сила грузов регулятора преодолевает натяжение пружины до тех пор, пока не установится новое положение равновесия. При расхождении грузов, связанным с ними передаточным механизмом переставливается или дроссельный клапан машины, суживающий сечение для прохода пара, или части парораспределения, устанавливающие меньшую степень наполнения. В обоих случаях (§ 16-6) площадь индикаторной диаграммы, а вместе с ней и мощность машины уменьшается в соответствии с новой нагрузкой двигателя.

При увеличении нагрузки происходит обратное явление, причем грузы регулятора сдвигаются вследствие превышения силы пружины над уменьшившейся центробежной силой.

Регулятор приходит в действие также и в том случае, когда нагрузка остается постоянной, а изменяется давление пара.

Каждому положению грузов регулятора соответствует определенное среднее индикаторное давление. Регулирование будет тем точнее, чем ско-

рее регулятор установит соответствие между индикаторной диаграммой и нагрузкой машины и чем меньше колебаний скорости будет происходить при этом.

Регуляторы могут быть подразделены на:

1. Грузовые и пружинные в зависимости от того, уравновешивается ли центробежная сила маятников особым грузом, или пружиной.

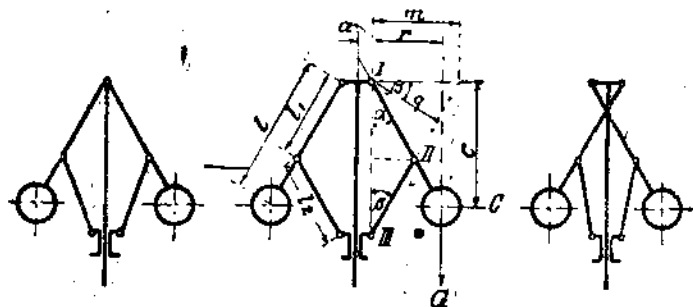
2. Центробежные и инерционные регуляторы. В последних перестановка частей наораспределения производится, главным образом, за счет силы инерции вращающихся масс.

3. Конические и плоские регуляторы. В первых из них грузы перемешаются при изменении скорости в различных плоскостях; проходящих через ось вращения; в плоских же регуляторах грузы не выходят из плоскости, перпендикулярной к оси вращения. В конических регуляторах грузы соединены с муфтой, скользящей по оси вращения и переставляющей распределительный механизм. Плоские регуляторы соединяются непосредственно с эксцентриком, изменяя его эксцентриситет и угол опережения. Конические регуляторы выполняются и в виде грузовых, и в виде пружинных, плоские — всегда делаются пружинными.

4. Регуляторы прямого и непрямого действия. Последние производят перестановку распределения не непосредственно, а при помощи вспомогательного устройства — сервомотора, который применяется в том случае, когда регулятор не обладает достаточной переставляющей силой.

§ 92. Условия равновесия регулятора. Астатические, статические и псевдоастатические регуляторы.

На фиг. 285—287 представлены схемы простейших регуляторов типа Уатта.



Фиг. 285, 286 и 287. Схемы регулятора Уатта.

Предполагая массу m обоих маятниковых грузов сосредоточенной в центре одного из шаров, мы найдем для схемы на фиг. 286 величину центробежной силы C , развиваемой регулятором при угловой скорости вращения ω :

$$C = m(r + a)\omega^2 = \frac{G}{g}(r + a)\omega^2,$$

где G — вес обоих маятников.

Составляя уравнение моментов относительно точки I , найдем:

$$\begin{aligned} Gr - Cc &= 0, \\ C &= O \frac{r}{c}. \end{aligned}$$

При числе оборотов n в минуту угловая скорость

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}.$$

Поэтому

$$O \frac{r}{c} = \frac{O}{g} (r + a) \frac{\pi^2 n^2}{30^2}.$$

Так как ускорение силы тяжести g приблизительно равно π^2 , то

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{r}{c} \cdot \frac{1}{r + a}.$$

Так как

$$\frac{r}{c} = \operatorname{tg} \alpha; \quad r = l \sin \alpha,$$

то

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{l \sin \alpha + a}.$$

Подобным же образом можно получить связь между числом оборотов и конфигурацией регулятора для схем на фиг. 285 и фиг. 287.

Для центрального подвешения грузов (фиг. 285)

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{l \cos \alpha}.$$

Для перекрестного подвешения (фиг. 287)

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{l \sin \alpha - a}.$$

Три последних уравнения решены графически на фиг. 288.

Для выбранных постоянных величин l и a число оборотов регулятора в состоянии равновесия представлено в функции угла наклона α маятников к вертикальной оси. Кривая I относится к центральному подвешению (фиг. 285), II — к открытому (фиг. 286), III — к перекрестному подвешению (фиг. 287).

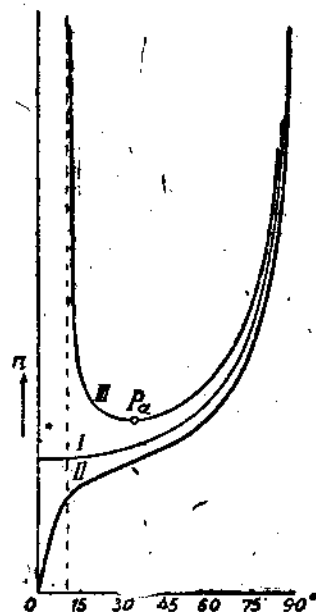
Кривые I и II , а также и кривая III , начиная с точки P_0 , непрерывно поднимаются, так что требуемое для равновесия регулятора число оборотов возрастает с расхождением маятников и подъемом муфты. Такие регуляторы называются устойчивыми. Неустойчивым регулятором следует считать такой, в котором при увеличении расстояния между шарами равновесие может быть достигнуто только уменьшением угловой скорости вращения. Такие регуляторы совершенно непригодны к

употреблению. Примером может служить регулятор на фиг. 287, который является неустойчивым до точки P_a (фиг. 288).

Регулятор, в котором каждому положению маятников соответствует определенное число оборотов, возрастающее с расхождением грузов, называется также статическим.

В противоположность этому астатические регуляторы находятся в равновесии при любом положении грузов, но лишь для одного определенного числа оборотов. Малейшее изменение числа оборотов заставляет регулятор переходить в одно из крайних положений. Астатические регуляторы пригодны только в качестве регуляторов непрямого действия.

Применяемые для паровых машин регуляторы должны быть устойчивыми, но по возможности близкими к астатичности для того, чтобы числа оборотов при двух крайних положениях маятников незначительно отличались друг от друга. Такие регуляторы называют псевдоастатическими. Благодаря незначительному изменению числа оборотов, их не трудно осуществить с большим подъемом муфты и удовлетворить требованию широких пределов регулирования.



Фиг. 288. Графические характеристики регуляторов.

§ 93. Степень неравномерности и нечувствительности регуляторов.

При нормальной нагрузке машина дает n оборотов в минуту. Если нагрузку полностью снять с машины, число оборотов ее немедленно повысится. Положим, что при n_1 оборотах муфта регулятора займет наивысшее положение, причем мы разберем сначала теоретический случай свободно (без трения) вращающегося регулятора, не связанного с парораспределительным механизмом.

Если нагрузка машины превышает нормальную, число оборотов падает, муфта регулятора опускается. Положим, что крайнее нижнее положение муфты соответствует n_2 оборотам.

Отношение разности чисел оборотов при крайних положениях муфты

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

к среднему числу оборотов называется теоретической степенью неравномерности регулятора.

В большинстве конструкций

$$\delta_r = 0,02 - 0,08.$$

Минимальная степень неравномерности определяется на основании соотношений, которые будут изложены ниже в § 95.

Действительная степень неравномерности больше теоретической.

Для того чтобы регулятор, сцепленный с парораспределительным механизмом, вывести из положения равновесия, необходимо приложить к муфте известное усилие, часть которого пойдет на преодоления трения в частях самого регулятора, а часть — на перестановку распределения. Необходимое усилие может быть развито лишь по достижении некоторого числа оборотов, появившего центробежную силу маятников. Пока это число оборотов не достигнуто, регулятор остается нечувствительным.

Положим, что число оборотов регулятора n должно повыситься или понизиться на величину Δn для того, чтобы центробежная сила увеличилась или уменьшилась на величину, необходимую для перестановки регулятора в новое положение равновесия.

Отношение

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2\Delta n}{n} \quad (54)$$

называется степенью нечувствительности регулятора. Ее можно определить так же, как степень неравномерности для двух бесконечно близких положений муфты.

Так как нечувствительность имеет место и при крайних положениях муфты, то число оборотов регулятора колеблется в пределах: $n_1 + \Delta n$ и $n_2 - \Delta n$.

Действительная или полная степень неравномерности

$$\delta_p = \frac{(n_1 + \Delta n) - (n_2 - \Delta n)}{n} = \frac{n_1 - n_2}{n} + \frac{2\Delta n}{n} = \delta_r + \varepsilon.$$

Полная степень неравномерности равняется теоретической степени неравномерности, сложенной со степенью нечувствительности.

Последнюю можно связать также с величиной центробежной силы.

Подставим в выражение для ε вместо числа оборотов n пропорциональную ему угловую скорость вращения ω ,

$$\varepsilon = \frac{(\omega + \Delta\omega) - (\omega - \Delta\omega)}{\omega} = \frac{\omega' - \omega''}{\omega},$$

причем средняя угловая скорость

$$\omega = \frac{\omega' + \omega''}{2}.$$

Так как

$$\frac{\omega' + \omega''}{2\omega} = 1,$$

то выражение для ε можно переписать так:

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega} \cdot \frac{\omega' + \omega''}{2\omega} = \frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2\omega^2}.$$

Умножаем числитель и знаменатель правой части на m :

$$\varepsilon = \frac{mr\omega^2 - mr\omega'^2}{2mr\omega^3} = \frac{C' - C''}{2C}.$$

Полагая, что с приращением угловой скорости на $\Delta\omega$ центробежная сила C увеличивается на ΔC , т. е. $C' = C + \Delta C$, $C'' = C - \Delta C$, найдем

$$\varepsilon = \frac{(C + \Delta C) - (C - \Delta C)}{2C} = \frac{\Delta C}{C}. \quad (55)$$

Степень нечувствительности можно разложить на два слагаемых:

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r.$$

Часть степени нечувствительности ε_s обуславливается сопротивлением распределительного механизма, часть ε_r — собственным трением регулятора.

В большинстве случаев

$$\varepsilon_s = 0,02 + 0,04,$$

$$\varepsilon_r = 0,005 + 0,03.$$

Полная степень нечувствительности

$$\varepsilon = 0,025 + 0,07.$$

В каталогах заводов, изготавливающих регуляторы, обычно указывается под названием степени нечувствительности лишь половина значения ε_s , считая работу регулятора лишь в одном направлении¹. Так что если по проспекту завода регулятор имеет степень нечувствительности 2%, то его действительная степень нечувствительности, принимая $\varepsilon_r = 1\%$,

$$\varepsilon = 2 \cdot 0,02 + 0,01 = 0,05.$$

Если машина работает при 100 об/мин, то муфта начнет перемещаться лишь тогда, когда число оборотов дойдет до 102,5 или 97,5:

$$\varepsilon = \frac{102,5 - 97,5}{100} = 0,05.$$

Если при этом теоретическая степень неравномерности δ составляет 2%, то при крайних положениях муфты числа оборотов будут составлять

$$n_1' = 103,5;$$

$$n_2' = 96,5.$$

¹ В каталогах обычно дается перестановочная сила (см. ниже), которая развивается при изменении числа оборотов на 2% от нормального. Эта цифра (2%) и есть половинная степень нечувствительности ε_s .

Полная степень неравномерности

$$\delta_s = \frac{103,5 - 96,5}{100} = 0,07 = 0,05 + 0,02.$$

В теоретическом (свободно вращающемся) регуляторе крайние числа оборотов при $\delta_s = 2\%$, были бы

$$n_1 = 101; \quad n_2 = 99.$$

§ 94. Энергия, переставляющая сила и работоспособность регуляторов.

Маятники регулятора, находящегося в покое, стремятся занять положение, ближайшее к оси вращения. К муфте регулятора при этом приложено усилие, направленное вниз и называемое энергией регулятора¹. Энергия, вообще говоря, зависит от величины расхождения маятников и может быть определена путем опыта, измерением на весах давления, производимого муфтой. Аналитическим путем энергия может быть вычислена по заданным размерам регулятора.

Для системы, на фиг. 286, например, если обозначить S — силу, направленную вдоль стержня $H-III$ (сжатие под действием веса маятников — G), можно написать следующее уравнение равновесия (относительно точки I):

$$Sq = Gr$$

(весом частей регулятора, кроме маятников, пренебрегаем).

Таким образом

$$S = \frac{Gr}{q}.$$

Вертикальная составляющая этой силы и представляет собою энергию E регулятора:

$$E = S \cos \beta = \frac{Gr}{q} \cos \beta.$$

Из чертежа на фиг. 286 следует, что

$$\frac{q}{\cos \beta} = m,$$

поэтому

$$E = G \frac{r}{m}.$$

¹ Термин этот, безусловно, неудачен, так как речь здесь идет совсем не об энергии, а о силе. Его следовало бы заменить термином «статическое давление муфты». Мы сохранили слово «энергия», так как оно вошло во все классические литературные источники и учебники.

Для случая ромбического ползения маятников ($\alpha = \beta$; $l_1 = l_2$)

$$\frac{r}{m} = \frac{l}{2l_1}$$

$$E = G \frac{l}{2l_1}.$$

Для этого частного случая, таким образом, энергия постоянна для любого положения муфты.

Энергия свободно вращающегося регулятора уравновешивается центробежной силой C маятников.

При увеличении или уменьшении числа оборотов к муфте регулятора должна быть приложена некоторая сила P , преодолевающая трение в частях регулятора и переставляющая парораспределение.

Появление этой силы, называемой переставляющей силой, обуславливается изменением центробежной силы C на величину ΔC . Поэтому

$$C : E = \Delta C : P;$$

$$P = E \frac{\Delta C}{C}.$$

Принимая во внимание уравнение (55) в предыдущем параграфе,

$$P = \varepsilon E, \quad (56)$$

т. е. переставляющая сила равна энергии, умноженной на степень нечувствительности.

Величина переставляющей силы увеличивается с повышением степени нечувствительности. С другой стороны, эта последняя тем меньше, чем больше энергия регулятора при заданной силе P .

В предыдущем параграфе указывалось, что степень нечувствительности зависит от сопротивления распределительного механизма и от собственного трения регулятора. Полезная перестановочная сила, перемещающая распределительный механизм,

$$W_r = P - W_{tr},$$

где W_{tr} — сопротивление регулятора от трения. При этом

$$W_{tr} = \varepsilon_r E,$$

$$W_r = \varepsilon_r E,$$

$$W_r = E(\varepsilon - \varepsilon_r).$$

В каталогах фирм, строящих регуляторы, обычно указывается полная величина P переставляющей силы, степень же нечувствительности дается без расчета на собственное трение.

Положим, например, по данным фирмы перестанавливающая сила составляет 10 кг, степень нечувствительности 2%. По нашим обозначениям

$$P = 10 \text{ кг},$$

$$\varepsilon_r = 2 \cdot 0,02 = 0,04.$$

Принимая степень нечувствительности, обусловленную собственным трением

$$\varepsilon_s = 0,01,$$

найдем

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_s = 0,05.$$

Энергия регулятора

$$E = \frac{P}{\varepsilon} = \frac{10}{0,05} = 200 \text{ кг}.$$

Полезная перестанавливающая сила, которая может быть использована для перестановки распределения

$$W_r = \varepsilon_r \cdot E = 0,04 \cdot 200 = 8 \text{ кг}.$$

Часть перестанавливающей силы, расходуемой на преодоление собственного трения

$$W_s = \varepsilon_s \cdot E = 0,01 \cdot 200 = 2 \text{ кг}.$$

Из этого примера, в котором вредные сопротивления составляют 20% от полной величины перестанавливающей силы, ясно, какой тщательности требует изготовление регулятора.

Произведение из средней величины энергии E на ход муфты s называется работоспособностью регулятора

$$A = Es. \quad (57)$$

§ 95. Колебания регулятора.

При изменении нагрузки машины регулятор не сразу устанавливает новое положение равновесия.

Положим, что нагрузка уменьшилась, в связи с чем повысилось число оборотов машины. Муфта регулятора при этом поднимается, перестанавливая распределение так, чтобы мощность машины уменьшилась. При некотором положении муфты двигательная сила машины выравнивается с нагрузкой. Маятники регулятора, однако, продолжают расходиться под действием силы инерции. Поднимающаяся муфта перестанавливает распределение в такое положение, при котором мощность машины оказывается ниже нагрузки ее, и число оборотов начинает падать. Маятники регулятора сближаются, но и здесь переходят через положение равновесия, повысив мощность машины больше, чем это требуется.

Равновесие достигается лишь после нескольких колебаний регулятора, которые могут быть продолжительны и нарушать, таким образом, точность регулирования.

Колебания регуляторов особенно значительны при малых степенях неравномерности δ_r .

Толле дает следующую формулу для определения наименьшей допускаемой степени неравномерности:

$$\delta_{r \min} = \sqrt[3]{\frac{s_r}{gT^2}}. \quad (58)$$

Здесь обозначают:

s_r — приведенный ход муфты регулятора в см;

$s_r = \frac{\text{сумма произведений весов всех частей регулятора на квадраты их путей}}{\text{рабочая способность регулятора}}$.

(Для грузовых регуляторов s_r почти равно ходу муфты s . Пружинные регуляторы дают меньшие значения s_r и могут допускать поэтому меньшие степени неравномерности.)

$g = 981 \text{ см/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

T — время в секундах, в течение которого машина из состояния покоя достигает своего нормального числа оборотов при наибольшем наполнении, но без нагрузки. T может быть определено для работающей машины из опыта, или же вычислено следующим образом.

Назовем:

$N_{\max}$ — наибольшую мощность машины (при наибольшей степени наполнения) в лошадиных силах,

M — массу обода махового колеса в кг,

v — скорость его в м/сек.

Средняя величина работы машины за время T ее разбега равна:

$$\frac{75N_{\max}T}{2} \text{ кгм.}$$

Работа эта используется для сообщения живой силы маховику, поэтому

$$\frac{75N_{\max}T}{2} = \frac{Mv^2}{2},$$

откуда

$$T = \frac{Mv^2}{75N_{\max}}. \quad (59)$$

Наивыгоднейшая величина степени неравномерности, исключая возможность колебаний регулятора, может быть определена по формуле Толле:

$$\delta_r = 2 \sqrt[3]{\frac{s_r}{gT^2}}.$$

С колебанием регулятора не следует смешивать «прыгание» или дрожание регулятора, проявляющееся в том случае, если

$$\varepsilon < \delta,$$

т. е. степень нечувствительности регулятора меньше степени неравномерности маховика.

Если такое соотношение имеет место, то колебания окружной скорости в течение одного оборота воспринимаются регулятором, муфта которого совершает постоянно весьма быстрые колебания (дрожание).

В большинстве случаев этого явления стараются избежать, выбирая

$$\varepsilon > \delta,$$

но в некоторых конструкциях инерционных регуляторов «прыгание» вводят умышленно с целью уменьшения собственного трения регулятора: при непрерывных перемещениях муфты трение в частях регулятора меньше, чем в момент вывода из состояния покоя, и величина ε получается незначительной. Следует, впрочем, иметь в виду, что «прыгание» способствует более скорому износу трущихся поверхностей.

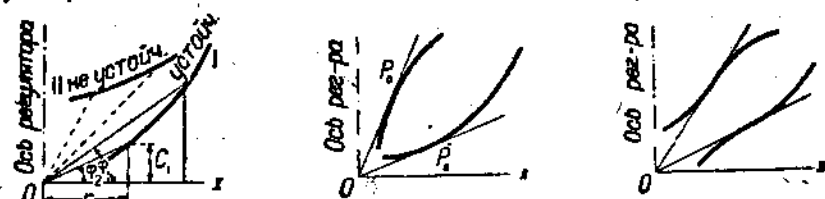
Для уничтожения колебаний и «прыгания» регуляторов они часто снабжаются масляными тормозами (катарактами). Поршень такого тормоза связан с муфтой регулятора, и перемещение его тормозится перетеканием масла из одной полости цилиндра в другую по узкому каналу, сечение которого может регулироваться.

Наличие тормоза увеличивает вредное сопротивление W , повышая степень нечувствительности. Для сохранения малой величины, последней приходится выбирать более тяжелые регуляторы (с большой энергией E).

§ 96. Характеристика регуляторов по кривым центробежной силы.

Толле предложил следующий графический метод оценки регуляторов.

Для ряда положений грузов регулятора определяется величина центробежной силы C и откладывается по ординатам на диаграмме, абсциссами которой служат расстояния от центра тяжести груза до оси вращения регулятора.



Фиг. 289, 290 и 291. Кривые центробежных сил.

На фиг. 289—291 представлены образцы кривых C для различных регуляторов.

Как известно, центробежная сила

$$C = m\omega^2 = \frac{G}{g} r \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2,$$

где G — вес маятников, r — расстояние от их центра тяжести до оси регулятора.

Поэтому (полагая $\pi^2 = g$)

$$\left(\frac{n}{30} \right)^2 = \frac{C}{Gr}.$$

Так как по фиг. 289

$$\frac{C}{r} = \operatorname{tg} \varphi,$$

то

$$n = \frac{20}{\sqrt{a}} \sqrt{\operatorname{tg} \varphi} = k \sqrt{\operatorname{tg} \varphi},$$

где k — постоянный коэффициент.

Характер изменения угла φ , определяемого проведением вектора из точки O в ту или иную точку кривой C , служит характеристикой регулятора.

Если кривая C выражается прямой линией, проходящей через начало координат, то

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{const}$$

и число оборотов регулятора одинаково при любом положении грузов. Подобное очертание кривой C служит, таким образом, признаком астатичности регулятора.

Если $\operatorname{tg} \varphi$ увеличивается с увеличением r , т. е. число оборотов повышается по мере расхождения маятников, то регулятор устойчив. Касательные к кривой C при этом пересекают ось OX вправо от начала координат (кривая I на фиг. 289). Если же эти касательные пересекают ось абсцисс влево от точки O , то $\operatorname{tg} \varphi$, а вместе с ним и число оборотов уменьшаются с возрастанием r — регулятор неустойчив (кривая II на фиг. 289).

Некоторые точки кривой могут лежать на касательной из начала координат (точка P_a на фиг. 290). Регулятор в этом положении астатичен, причем для кривых на фиг. 290 по одну сторону от точки P_a регулятор устойчив, по другую — неустойчив.

На фиг. 291 представлены кривые C с астатической точкой перегиба. Верхняя кривая показывает неустойчивость регулятора при всех его положениях, нижняя — имеет постоянно устойчивый характер.

Для псевдоастатических регуляторов, которые в действительности и применяются, кривая C должна приближаться к прямой, проходящей через точку O .

По формуле, приведенной в § 93, степень неравномерности

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}.$$

Так как

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2},$$

то

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n} \cdot \frac{n_1 + n_2}{2n} = \frac{n_1^2 - n_2^2}{2n^2}.$$

Имея в виду, что

$$n_1^2 = k^2 \operatorname{tg} \varphi_1; \quad n_2^2 = k^2 \operatorname{tg} \varphi_2; \quad n^2 = k^2 \operatorname{tg} \varphi,$$

степень неравномерности можно выразить формулой:

$$\delta_r = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 - \operatorname{tg} \varphi_2}{2 \operatorname{tg} \varphi}.$$

Пользуясь этой формулой, легко определить степень неравномерности при помощи кривой C .

Положим, что на фиг. 292 наибольшая и наименьшая центробежные силы определяются ординатами в точках 1 и 2.

Из начала координат O проведем лучи $O1$, $O2$ (под углами φ_1 и φ_2) и продолжим их до пересечения с вертикалью, расположенной на произвольном расстоянии d от точки O . Проведем также биссектрису угла $1O2$.

Тогда при обозначениях фиг. 292

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{C_1}{d}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{C_2}{d}, \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{C}{d}.$$

Поэтому

$$\delta = \frac{C_1 - C_2}{2C} = \frac{2C_0}{2C} = \frac{C_0}{C}.$$

Фиг. 292. Определение степени неравномерности и работоспособности регулятора по кривым Толле.

При помощи кривой C , наконец, может быть определена и работоспособность регулятора. Точная величина последней определяется по формуле

$$A = \int Eds.$$

Так как сила, приложенная к муфте (энергия E), уравновешивается центробежной силой C , то

$$Eds = Cdx,$$

где dx представляет собою бесконечно-малое перемещение точки приложения силы C (т. е. маятника) при подъеме (или опускании) муфты на ds .

Принимая во внимание последнее уравнение,

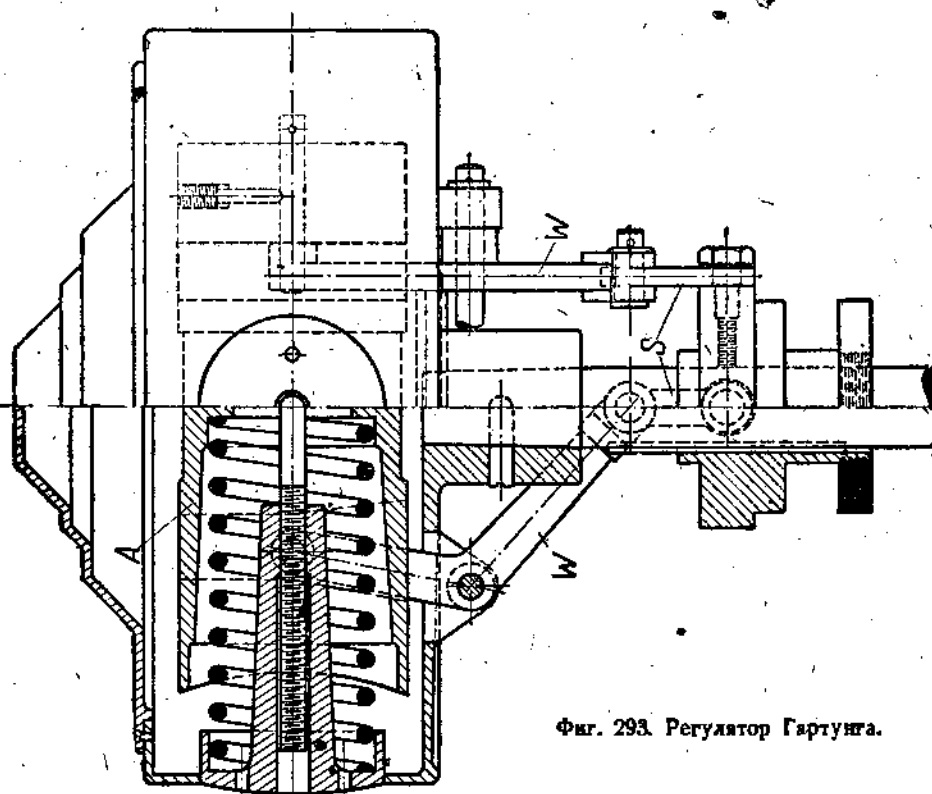
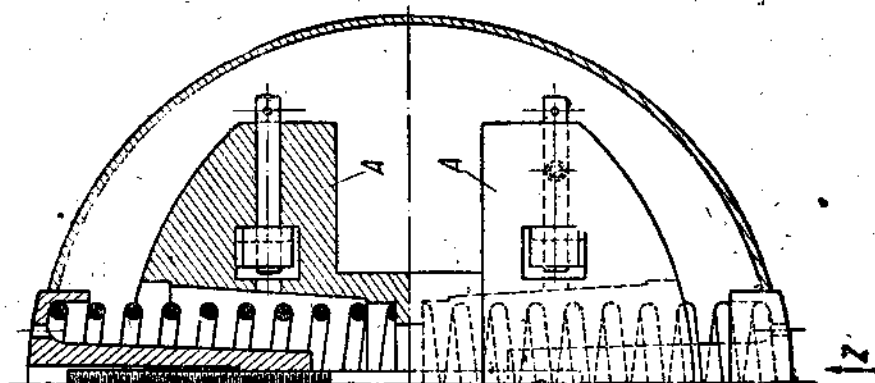
$$A = \int Cdx.$$

Величина этого интеграла графически может быть определена измерением заштрихованной площади на фиг. 292.

При более точных исследованиях регуляторов центробежную силу C раскладывают на части, уравновешиваемые в отдельности весом маятников, нагрузкой муфты, натяжением пружины и строят отдельные кривые для каждой из этих составляющих центробежной силы C . При этом выясняются невыгоднейшее расположение и способ подвешивания частей регулятора.

§ 97. Пружинный регулятор Гартунга и расчет его.

Наибольшим распространением пользуются в настоящее время пружинные регуляторы, которые благодаря меньшей инерции масс устанавливаются в новом положении равновесия быстрее, чем грузовые регуляторы.



Фиг. 293. Регулятор Гартунга.

Особенной известностью пользуется регулятор фирмы *Hartung, Kuhn & Co* в Дюссельдорфе, конструкция коего изображена на фиг. 293.

Два маятниковых груза A^1 при расхождении своем сжимают спиральные пружины и при посредстве угловых рычагов W и серег S переставляют муфту M (с правой стороны дан вид на регулятор по стрелке Z).

¹ На чертеже грузы A соприкасаются между собой в вертикальной осевой плоскости. Вместо сплошной линии на фиг. 293 в этом месте ошибочно показан пунктир.

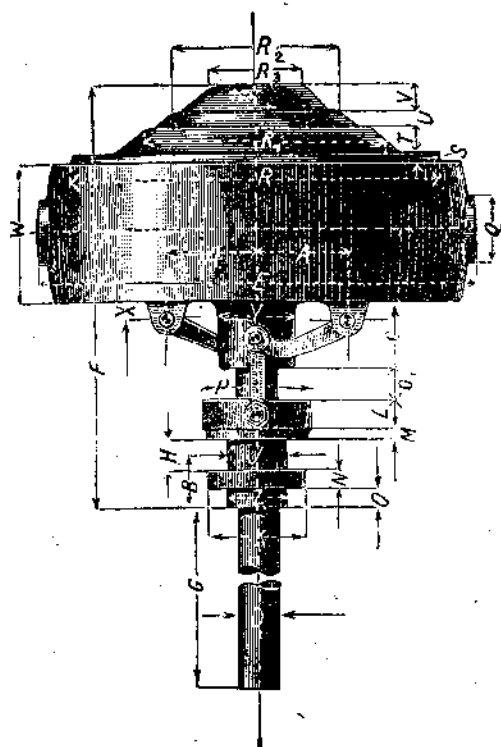
В табл. 9 приведены основные характеристики регуляторов Гартунга (по каталогу фирмы), развивающих энергию, увеличивающуюся с числом оборотов.

ТАБЛИЦА 9
Регуляторы Гартунга.

Номер регулятора	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102
Число об/мин . .	450	400	380	340	310	240	240	210	200	190	180	165	160	140	130
Средняя величина энергии E в кг.	20	25	37,5	56,25	81,25	112,5	150	187,5	237,5	262,5	300	400	600	750	1 000
Ход муфты в мм.	10	12	15	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Работоспособность A в кг/мм	200	300	562,5	1 125	2 031,25	3 375	4 509	7 100	11 875	15 750	21 000	32 000	54 000	75 000	110 000
Средняя перестановочная сила при степени неравном. 0,04 в кг	0,8	1	1,5	2,25	3,25	4,5	6	7,5	9,5	10,5	12	16	24	30	40
Общий вес регулятора в кг . .	12,5	15	18	25	34	52	61	84	104	130	168	229	318	420	680

Внешние размеры регуляторов этого типа приведены в табл. 10 и на фиг. 294.

Расчет регулятора Гартунга поясним на числовом примере.



Фиг. 294: Внешние размеры регулятора Гартунга.

Очертание, вес и расположение грузов должны быть выбраны. Заданы также число оборотов и степень неравномерности регулятора. Требуется определить размеры пружин регулятора.

Положим, что каждый из маятников весит $G_a = 9,5$ кг, муфта вместе с серьгами S (фиг. 293) $Q = 4,4$ кг.

Каждый из угловых рычагов, схема которых представлена на фиг. 295, весит 1,35 кг, причем верхнее плечо имеет вес $G_1 = 0,9$ кг, нижнее — $G_2 = 0,45$ кг. Центр тяжести верхнего плеча находится на расстоянии $l_1 = 3,5$ см от точки опоры D , нижнего — на расстоянии $l_2 = 6,8$ см.

Число оборотов машины $n = 290$.

Теоретическая степень неравномерности $\delta_t = 0,05$.

Силы, приложенные к рычагам или муфте регулятора, будем относить к центру тяжести

ТАБЛИЦА 10.
Размеры регуляторов Гаргунга (к фиг. 294).

Номер регулятора	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102
Размеры в мм А	37	48	52	57	62	75	80	90	100	110	117	140	160	200	240
» В	29,5	32	33	40	44	48	51	54	56	57	58	61	62	70	75
» С	35	37	38	42	42	50	58	68	66	76	69	72	80	80	80
» D	20	24	24	26	28	30	35	40	45	45	50	55	60	65	70
» E	18,5	24,5	260	265	310	350	380	420	460	500	550	660	780	860	960
» F	200	228	245	277	330	360	388	421	440	486	511	564	617	690	731
» G	35,3	400	450	500	550	600	600	650	700	800	800	900	1000	1200	1400
» G ₁	10	12	15	20	25	30	30	40	50	60	70	80	100	110	110
» H	15	18	18	20	22	26	32	32	32	34	34	36	38	44	48
» I	36	40	42	46	48	50	55	60	65	75	80	85	90	95	110
» K	36	64	70	76	78	85	95	108	110	116	120	136	150	162	192
» L	16	20	22	23	23	23	26	26	28	28	28	32	32	36	36
» M	2	4	5	7	9	10	11	11	11	12	13	13	15	16	18
» N	12	13	14	15	17	18	18	18	20	20	21	21	21	24	26
» O	10	10	10	15	16	17	17	20	20	20	20	22	22	24	25
» P	64	70	76	80	90	100	100	118	115	124	130	145	160	172	208
» Q	36	40	42	45	52	60	65	66	77	79	83	92	104	120	140
» R	170	220	230	242	242	324	324	390	390	474	474	570	660	800	800
» R ₁	95	110	110	122	122	148	148	170	170	225	225	285	360	500	500
» R ₂	70	80	80	92	92	115	115	126	126	160	160	225	275	340	340
» R ₃	40	45	45	58	58	64	64	60	60	74	74	130	150	176	176
» S	4	5	5	8	8	8	8	8	8	10	10	8	8	10	10
» T	10	13	13	15	15	25	25	25	25	30	30	40	45	45	45
» U	6	8	8	8	8	8	8	8	8	10	10	15	20	25	25
» V	10	11	13	15	15	25	25	25	25	30	30	35	40	40	40
» W	70	78	85	89	100	120	130	140	148	156	176	190	206	246	268
» X	7	9	9	13	12	15	14	19	26	23	15	28	206	246	268
» Y	38	46	46	50	52	60	65	76	85	80	95	100	110	120	130
» Z	34	38	40	44	46	48	54	60	65	68	74	80	88	98	106

маятников. При этом в дальнейшем будем рассматривать условия равновесия лишь одного маятника.

Центробежная сила маятника

$$C_0 = \frac{G_0}{g} x \omega^2,$$

где x — расстояние от центра тяжести маятника до оси вращения в рассматриваемый момент.

Центробежная сила углового рычага, приведенная к центру тяжести маятника (фиг. 295),

$$C' = \left(\frac{G_1}{g} a_1 r_1 - \frac{G_2}{g} a_2 r_2 \right) \frac{\omega^2}{a}.$$

Сумму обеих сил

$$\begin{aligned} C &= C_0 + C' = \frac{\omega^2}{g} \left(G_0 x + \frac{G_1 a_1 r_1 - G_2 a_2 r_2}{a} \right) = \\ &= \frac{290^2 \pi^2}{900 \cdot 9,81} \left(9,5x + \frac{0,9a_1 r_1 - 0,45a_2 r_2}{a} \right) \end{aligned}$$

нанесем на график (фиг. 296) в функции величины x (при этом, конечно, для каждого значения x надо находить построением схемы углового рычага величины a_1 , r_1 , a_2 , r_2 и a). Кривая DE и представит собою изменение центробежной силы частей регулятора в зависимости от положения маятников при одном определенном числе оборотов.

Для любого иного числа оборотов n , центробежная сила получится умножением величины C на отношение $\left(\frac{n}{n_0}\right)^2$. При степени неравномерности

$$\delta_r = 0,05$$

наибольшее число оборотов

$$n_1 = 1,025 \cdot 290 = 297,$$

наименьшее

$$n_2 = 0,975 \cdot 290 = 283.$$

Для этих двух чисел оборотов на графике (фиг. 296) и нанесены кривые FO и HK по формулам:

$$C_1 = C \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 = C \left(\frac{297}{290} \right)^2 = 1,05C,$$

$$C_2 = C \left(\frac{n_2}{n} \right)^2 = C \left(\frac{283}{290} \right)^2 = 0,95C.$$

Центробежная сила должна находиться в равновесии с силой пружины и собственным весом масс регулятора.

Для уравновешивания веса маятника необходима сила, приложенная в его центре тяжести

$$C_0 = \pm G_0 \frac{b}{a} = \pm 9,5 \frac{b}{a}.$$

Для уравновешения веса верхней части углового рычага (фиг. 296).

$$C_p = \pm G_1 \frac{b_1}{a} = \pm 0,9 \frac{b_1}{a}.$$

Сумма обеих сил

$$C_b = C_o + C_p$$

на фиг. 296 представлена кривой LM .

Действие веса муфты регулятора Q должно быть уравновешено силой (приходящейся на один маятник).

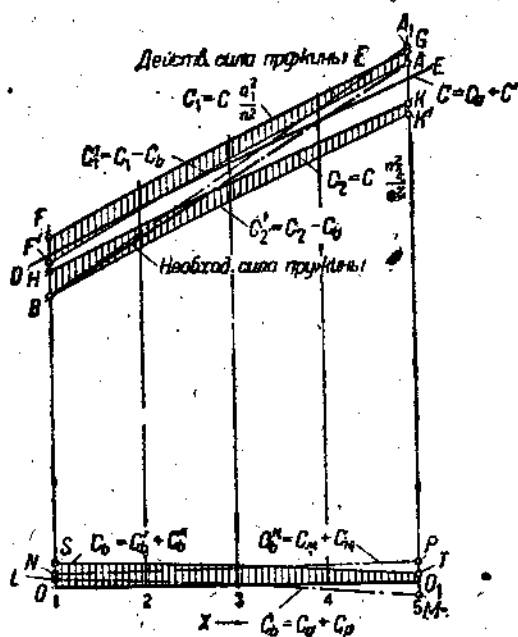
$$C_n = \frac{Q d}{2 a} = 2,2 \frac{d}{a}$$

(фиг. 297), действие нижнего плеча углового рычага — силой

$$C_n = G_2 \frac{b_2}{a} = 0,45 \frac{b_2}{a}.$$

Сумма

$$C_b'' = C_n + C_n$$



Фиг. 296. Кривые центробежных сил.

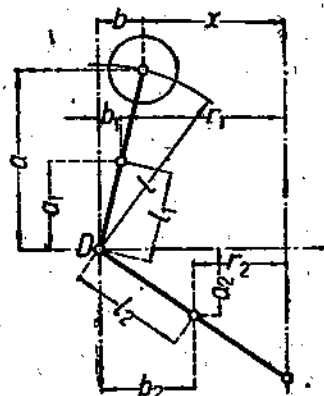
центробежная сила, вызываемая массой самой пружины.

Из фиг. 296 получено: максимальная сила пружины

$$F_{\max} = 96 \text{ кг},$$

минимальная

$$F_{\min} = 54,2 \text{ кг}.$$



Фиг. 295. Схема углового рычага регулятора Гаргунга.

изображена на фиг. 296 кривую NP , сумма

$$C_b = C_b' + C_b''$$

— кривую ST .

Вычитая ординаты последней кривой из ординат кривых C_1 и C_2 , получаем новые кривые C_1' ($F'A$) и C_2' (BK').

Кривые эти указывают величины центробежных сил, которые должны уравновешиваться натяжением пружины. Очевидно, максимальная сила пружины должна измеряться ординатой AO_1 , минимальная — ординатой BO . Так как сила пружины пропорциональна ее прогибу, достаточно соединить прямой линией точки A и B , для того чтобы получить график изменения силы пружины при данных условиях. При этом не принята во внимание

Так как максимальное перемещение маятников составляет $f = 3,35$ см, то при прогибе на 1 см натяжение пружины должно изменяться на

$$F_0 = \frac{96 - 54,2}{3,35} = 12,5 \text{ кг.}$$

Из конструктивных соображений выбран радиус пружины $r = 3,5$ см; тогда толщина проволоки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 F_{\max} r}{\pi R_t}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,5 \cdot 96}{3,14 \cdot 3500}} = 0,8 \text{ см,}$$

где допускаемое напряжение на скручивание принято

$$R_t = 3500 \text{ кг/см}^2.$$

Число витков пружины

$$z = \frac{G d^4}{64 F_0 r^3} = \frac{800000 \cdot 0,8^4}{64 \cdot 12,5 \cdot 3,5^3} = 9,55$$

(модуль упругости принят

$$G = 800000 \text{ кг/см}^2).$$

Примем $z = 9$. В таком случае

$$F_0 = 13,2 \text{ кг.}$$

Оставляя наименьшую силу пружины

$$F_{\min} = 54,2 \text{ кг.}$$

мы найдем теперь максимальную силу ее

$$F_{\max} = F_{\min} + F_0 \cdot f = 54,2 + 13,2 \cdot 3,35 = 98,5 \text{ кг.}$$

В связи с этим изменение силы пружины на фиг. 296 изображается прямою ВА, вместо ВА.

Длина пружины при нахождении регулятора в покое должна составлять (по чертежу) 15,5 см; длина ее при наибольшем расхождении маятников

$$l_{\min} = 15,5 - 3,35 = 12,15 \text{ см.}$$

Свободная длина пружины

$$l = l_{\min} + \frac{F_{\max}}{F_0} = 12,15 + \frac{98,5}{13,2} = 19,6 \text{ см.}$$

Этими цифрами исчерпываются величины, характеризующие каждую из пружин регулятора.

Для уточнения расчета примем во внимание теперь действие массы пружины. Вес ее при наличии одного лишнего витка (на опорных поверхностях)

$$G_f = \frac{\pi d^2}{4} 2\pi r (z+1) \gamma,$$

$$G_f = \frac{3,14^2 \cdot 0,8^2}{4} 2 \cdot 3,5 \cdot 10 \cdot 0,0077 = 0,85 \text{ кг.}$$

Масса пружины $\frac{G_f}{g}$ при вращении регулятора вызывает центробежную силу, которая нагружает внешнюю опору пружины и разгружает — внутреннюю.

По Толле центробежная сила пружины

$$C_f = \frac{G_f}{g} \omega^2 (2x_1 + x_2),$$

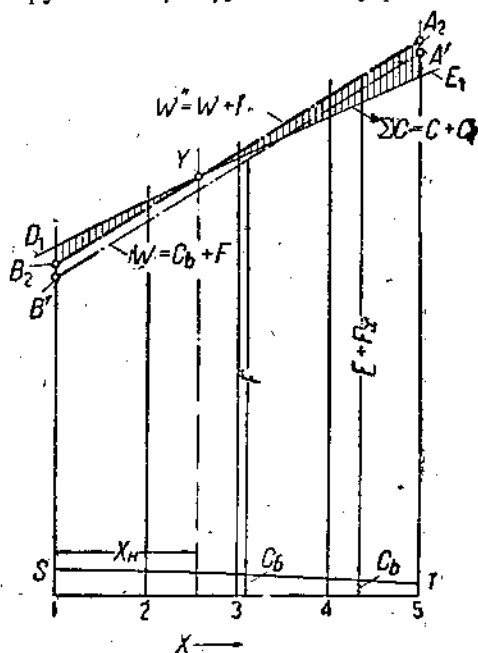
где x_1 — расстояние внутреннего края пружины от оси вращения (при том или ином числе оборотов),
 x_2 — то же наружного края пружины.

Прибавляя к ранее найденным центробежным силам C (кривая DE на фиг. 296) величину C_f , вычисленную для нормального числа оборотов n и разных положений маятников, получим на фиг. 298 кривую D_1E_1 :

$$\Sigma C = C + C_f$$

Обозначим буквой W сумму сил, уравнивающих указанные центробежные силы:

$$W = C_b + F.$$



Фиг. 298. Кривые усилий, приложенных к регулятору.

Изменение силы W на фиг. 298 представлено кривою $B'A'$.

Из пропорции

$$\frac{n_x^2}{n^2} = \frac{W}{\Sigma C}$$

найдем для различных величин x числа оборотов n_x , при которых W и ΣC взаимно уравниваются. В крайних положениях

$$n_{\max} = n \sqrt{\frac{W_{\max}}{\Sigma C_{\max}}} = 290 \sqrt{\frac{100,2}{96}} = 296,$$

$$n_{\min} = n \sqrt{\frac{W_{\min}}{\Sigma C_{\min}}} = 290 \sqrt{\frac{53,7}{64}} = 278.$$

Отклонения от нормального числа оборотов $n_{\max} - n = 6$ и $n - n_{\min} = 12$ не равны друг другу. Поэтому при той же разности $n_{\max} - n_{\min} = 18$ мы полагаем

$$n_{\max} = 299; \quad n_{\min} = 281.$$

Для осуществления этого необходимо, чтобы

$$W'_{\max} = \Sigma C_{\max} \frac{n_{\max}^2}{n^2} = 96 \left(\frac{299}{290} \right)^2 = 102,2 \text{ кг},$$

$$W'_{\min} = \Sigma C_{\min} \frac{n_{\min}^2}{n^2} = 64 \left(\frac{281}{290} \right)^2 = 60,2 \text{ кг}.$$

Ранее найденные значения W поэтому должны быть увеличены при наибольшем расхождении грузов на $W'_{\max} - W_{\max} = 2 \text{ кг}$, при наименьшем расхождении — на $W'_{\min} - W_{\min} = 1,5 \text{ кг}$.

Добавочным натяжением пружины можно увеличить ее силу на величину, постоянную для всех положений маятников. Эта величина должна быть выбрана равной $F_s = \frac{2 + 1,5}{2} \approx 1,7 \text{ кг}$, т. е. пружина должна быть

дополнительно сжата на $\frac{1,7}{13,2} = 0,13 \text{ см}$, что, конечно, вполне допустимо с точки зрения ее прочности.

Таким образом мы находим окончательную кривую сил $W'' = W + F_s$ в виде линии B_2A_2 на фиг. 298. В пересечении этой кривой с линией ΣC для нормального числа оборотов (точка Y) определяется перемещение маятника x_n при нормальном числе оборотов. Для крайних положений маятников окончательные числа оборотов

$$n_{\max} = n \sqrt{\frac{W''_{\max}}{\Sigma C_{\max}}} = 299,$$

$$n_{\min} = n \sqrt{\frac{W''_{\min}}{\Sigma C_{\min}}} = 281,$$

что совпадает с выбранными величинами.

Степень неравномерности

$$\delta_r = \frac{299 - 281}{290} = 0,062$$

вместо заданной 0,05.

При большем числе витков пружины и меньшем ее диаметре можно было бы получить меньшую степень неравномерности.

§ 98. Подбор регулятора.

При конструировании и расчете машины регулятор как таковой обычно не проектируется (в большей степени это относится к коническим регуляторам, в значительно меньшей — к плоским). На изготовлении регуля-

торов специализировалось несколько фирм¹, по каталогам которых и приходится подбирать требующийся регулятор.

В каталогах фирм регулятор каждого размера имеет определенный номер, для которого указаны: число оборотов регулятора (может не совпадать с числом оборотов машины), средняя величина энергии E , ход муфты регулятора s , работоспособность $A = E \cdot s$, переставляющая сила P , обычно соответствующая изменению скорости вращения на 2%, т. е. степени нечувствительности $\varepsilon = 0,04$.

Из указанных величин число оборотов и ход муфты регулятора могут изменяться в сравнительно широких пределах введением передач между валом машины и осью регулятора с одной стороны, между муфтой регулятора и распределительным механизмом с другой.

Существенной величиной для подбора регулятора является сопротивление распределительного механизма W , (§ 94). Точное определение этой величины возможно лишь при испытании машины, так как она зависит от целого ряда факторов, не поддающихся аналитическому учету.

При проектировании машины лучше всего руководствоваться данными подобной же работающей машины, и лишь при отсутствии таких данных приходится обращаться к эмпирическим формулам, рекомендуемым некоторыми авторами.

Произведение из силы сопротивления распределительного механизма, отнесенного к муфте регулятора, на ход муфты назовем работой перестановки распределения

$$M = W \cdot s.$$

Для определения величины M проф. Котурницкий² дает формулу

$$M = kd^3 \text{ кгм}$$

где d — диаметр подводящей пар трубы в см, $k = 0,05$ — для дроссельных поворотных клапанов, $0,015$ — для двухседельных клапанов, $0,01$ — для цилиндрических золотников.

Хедер для той же величины M , но в кгмм дает следующую таблицу значений, связанных с диаметром цилиндра.

Диаметр цилиндра мм		200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
Золот. Ридера	плоский	100	200	350	550	800	1100	—	—	—	—	—	—
	полукр.	60	120	220	350	500	600	—	—	—	—	—	—
	цилиндр.	50	100	160	220	280	320	360	560	730	900	1050	1200
Клапан. распр.	расцепн.	—	70	130	190	230	280	320	440	560	670	780	890
	принуд.	—	130	190	230	280	320	360	560	670	780	890	1000

Найдя величину M , можно определить работоспособность регулятора A

¹ Широкой известностью пользуются регуляторы Гартунга, Прелля и др.

² Депп, Паровые машины, стр. 368.

Энергия регулятора

$$E = \frac{W_s}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{M}{s(\varepsilon - \varepsilon_r)}$$

(ε_r выбирается в зависимости от конструкции регулятора: для грузовых регуляторов $\varepsilon_r = 0,02$, для уравновешенного регулятора Гартунга $\varepsilon_r = 0,003$; для большинства других систем — смешанных пружинно-грузовых $\varepsilon_r = 0,01$).

Работоспособность

$$A = Es = \frac{M}{\varepsilon - \varepsilon_r}$$

Пример.

Подобрать регулятор для машины тандем с клапанным распределением Кольмана. Диаметр ц. в. д. $D = 450$ мм; $n = 90$. Нормальная мощность $N_s = 300$ л. с., максимальная — $N_{\max} = 400$ л. с. Вес маховика $G = 9400$ кг, диаметр его $D_s = 3,8$ м, степень неравномерности маховика $\delta = 0,01$.

По таблице Хедера находим для $D = 450$ мм работу для перестановки распределения

$$M = 280 \text{ кг.м.м.}$$

Для регулятора Гартунга принимаем

$$\varepsilon = 0,04.$$

$$\varepsilon_r = 0,003.$$

Работоспособность регулятора

$$A = Es = \frac{M}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{280}{0,037} = 7560 \text{ кг.м.м.}$$

По табл. 9 в предыдущем параграфе можно выбрать регулятор № 95, имеющий

$$A = 7100 \text{ кг.м.м.}$$

Для этого регулятора

$$n_r = 210^1,$$

$$E = 187,5 \text{ кг.}$$

$$s = 40 \text{ мм.}$$

$$P = 7,5 \text{ кг.}$$

Таким образом между валом машины и осью регулятора необходимо осуществить передаточное отношение

$$\frac{90}{210} = \frac{1}{2,3}$$

и так сконструировать передачу от муфты регулятора к распределительному механизму, чтобы при перемещении муфты на 40 мм, осуществлялись пределы регулирования.

¹ n_r — число оборотов регулятора.

Отметим, что в нашем примере $\epsilon = 0,04$, а $\delta = 0,01$, т. е.

$$\epsilon > \delta.$$

Минимальная степень неравномерности $\delta_{\min}$ может быть определена по формулам § 95 в соответствии с конструкцией регулятора. Представив формулу (58) в виде

$$\delta_{\min} = \sqrt[3]{\frac{m\pi}{gI^2}},$$

Хедер дает для коэффициента m следующие значения:

$$\begin{aligned} m &= 1 && \text{для грузовых регуляторов,} \\ m &= 0,79 && \text{» регулятора Тренка,} \\ m &= 0,58 && \text{» » Гартунга,} \\ m &= 0,42 && \text{» » Толле.} \end{aligned}$$

Определим минимальную степень неравномерности для нашего примера. По формуле (59) время разбега

$$T = \frac{Mv^2}{75N_{\max}}.$$

Окружная скорость маховика

$$v = \frac{\pi D_R n}{60} = \frac{3,14 \cdot 3,8 \cdot 90}{60} = 18 \text{ м/сек.}$$

Масса обода маховика

$$M = \frac{G}{g} = \frac{9400}{9,81},$$

поэтому

$$T = \frac{9400 \cdot 18^2}{75 \cdot 9,81 \cdot 400} = 10,35 \text{ сек.}$$

Принимая $m = 0,58$, найдем

$$\delta_{\min} = \sqrt[3]{\frac{0,58 \cdot 4}{981 \cdot 10,35^2}} = 0,0284.$$

§ 99. Плоские регуляторы. Основы теории и расчета.

Понятие о плоском регуляторе и о применении его к парораспределительным механизмам было дано в § 52, 58 и 67.

Простейшая схема регулятора представлена на фиг. 299.

Грузы G_1 при расхождении своем с помощью тяг S поворачивают эксцентрик на валу и изменяют его угол опережения.

Центробежная сила грузов C уравнивается натяжением пружин F , так что каждому числу оборотов регулятора соответствует определенное положение грузов и эксцентрика.

Обычно кроме угла опережения изменяется и эксцентриситет эксцентрика. Для этого в последнем делается прорез, благодаря которому экс-

центрик может перемещаться по валу; иногда применяют систему двух эксцентриковых дисков, один из которых заклинен на валу, а второй может поворачиваться под действием регулятора по первому (§ 52).

Грузы регулятора иногда имеют прямолинейное перемещение. Соединяя с грузами какую-либо вращающуюся вместе с валом, но не соединенную с ним жестко массу, получают инерционный регулятор.

Центробежная сила, развиваемая маятником регулятора (фиг. 299)

$$C = m\omega^2 = \frac{G_1}{g} r\omega^2,$$

Относительно цапфы I эта сила создает момент

$$M = Ch_1 = m\omega^2 h_1.$$

Для равновесия необходимо, чтобы момент этот уравновешивался моментом натяжения пружины, т. е.

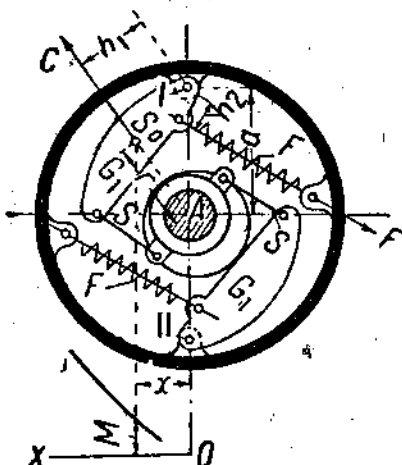
$$M = Fh_2.$$

Площадь треугольника ALS_0 может быть представлена, как $\frac{rh_1}{2}$ или также $\frac{ax}{2}$, поэтому

$$rh_1 = ax.$$

В таком случае

$$\begin{aligned} M &= m\omega^2 h_1 = m\omega^2 ax = \\ &= \frac{G_1}{g} \frac{4\pi^2 n^2}{3600} ax = G_1 \left(\frac{n}{30}\right)^2 ax. \end{aligned}$$



Фиг. 299. Схема плоского регулятора.

Откладывая величины моментов M для различных положений центра тяжести груза S_0 от оси абсцисс OX , перпендикулярной к AI , получим кривую M , которая является такой же характеристикой плоских регуляторов, как кривая C — конических. Например, если регулятор астатичен, то кривая M превращается в прямую, проходящую через начало координат O .

Проектирование и расчет плоского регулятора приходится производить в значительной мере путем подбора и пробных попыток.

Задаваясь полной степенью неравномерности δ_p , находят числа оборотов регулятора при крайнем внешнем (n_1) и крайнем внутреннем (n_2) положениях груза:

$$n_1 = n \left(1 + \frac{\delta_p}{2}\right),$$

$$n_2 = n \left(1 - \frac{\delta_p}{2}\right).$$

Вычертив примерный контур грузов, задавшись их весом и найдя их центр тяжести, определяют центробежную силу грузов в двух крайних положениях (C' и C''). Составляют уравнения моментов для каждого из этих положений:

$$C'h'_1 = F'h'_2,$$

$$C''h''_1 = F''h''_2,$$

где F и F'' — натяжения пружины при двух крайних положениях грузов, а h'_2 и h''_2 — плечи сил F и F'' .

При более точных подсчетах необходимо принять во внимание центробежные силы и их моменты всех вращающихся частей регулятора, связанных с маятником (например пружин и тяг S).

Из двух вышенаписанных уравнений определяются силы пружины при двух крайних положениях грузов. Зная из чертежа прогиб пружины при этом, легко рассчитать последнюю.

При расчете следует наносить графическую характеристику регулятора, как это сделано, например в § 97.

Пример.

Рассчитать регулятор для локомотива «Бадения», схема которого представлена на фиг. 300.

Число оборотов регулятора $n = 160$.

Степень неравномерности должна быть $\delta_p = 0,04$.

Размеры на схеме выбраны: радиус центра тяжести груза при внутреннем положении маятника $r'' = 150$ мм; то же при крайнем внешнем положении маятника $r' = 220$ мм; плечи сил C' и C'' относительно точки подвеса груза:

$$h'_1 = 223 \text{ мм}; h''_1 = 230 \text{ мм}$$

Плечо натяжения пружины $h_2 = 60$ мм,
радиус центра тяжести пружины $\rho = 148$ мм,
плечо центробежной силы C_0 пружины $h_3 = 155$ мм.

Вес обоих маятников примем $G_1 = 40$ кг.

Вес пружины примем $G_0 = 5$ кг.

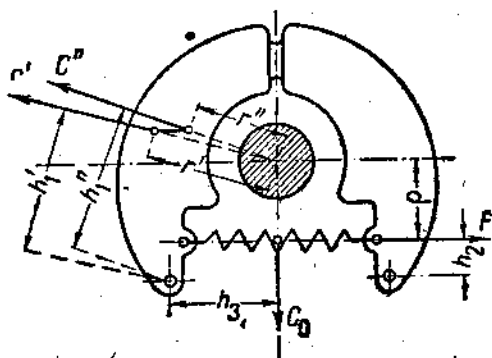
Наибольшее число оборотов регулятора $n_1 = 160 \cdot 1,02 = 163$.

Наименьшее число оборотов $n_2 = 160 \cdot 0,98 = 157$.

Учитывая центробежную силу массы пружины (но пренебрегая незначительным изменением ρ и h_3 при расхождении грузов), можно составить следующие уравнения

$$C'h'_1 = F'h'_2 + C_0'h_3,$$

$$C''h''_1 = F''h''_2 + C_0''h_3,$$



Фиг. 300. Схема плоского регулятора.

причем

$$C' = G_1 r' \left(\frac{n_1}{30} \right)^2 = \frac{40 \cdot 0,22 \cdot 163^2}{900} = 259 \text{ кг.}$$

$$C'' = G_1 r'' \left(\frac{n_2}{30} \right)^2 = \frac{40 \cdot 0,15 \cdot 157^2}{900} = 165 \text{ кг.}$$

$$C'_0 = G_0 \rho \left(\frac{n_1}{30} \right)^2 = \frac{5 \cdot 0,148 \cdot 163^2}{900} = 22 \text{ кг.}$$

$$C''_0 = G_0 \rho \left(\frac{n_2}{30} \right)^2 = \frac{5 \cdot 0,148 \cdot 157^2}{900} = 20 \text{ кг.}$$

Из первого уравнения определяем F' :

$$F' = \frac{C' h'_1 - C'_0 h_2}{h_1} = \frac{259 \cdot 223 - 22 \cdot 155}{60} = 906 \text{ кг.}$$

Из второго уравнения находим F'' :

$$F'' = \frac{C'' h''_1 - C''_0 h_2}{h_2} = \frac{165 \cdot 230 - 20 \cdot 155}{60} = 582 \text{ кг.}$$

Сила F' является максимальной силой пружины.

Примем средний радиус пружины $r = 60 \text{ мм}$,

допускаемое напряжение на скручивание $R_t = 4000 \text{ кг/см}^2$

Тогда толщину проволоки пружины d найдем из формулы

$$F' = \frac{\pi d^3}{16r} R_t;$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 F' r}{\pi R_t}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 906 \cdot 6}{3,14 \cdot 4000}} = 1,9 \text{ см} = 19 \text{ мм.}$$

При переходе грузов из одного крайнего положения в другое пружина растягивается на $f = 32 \text{ мм}$.

Число витков пружины z найдем по формуле

$$z = \frac{f d^4 G}{64 (F' - F'') r^3}.$$

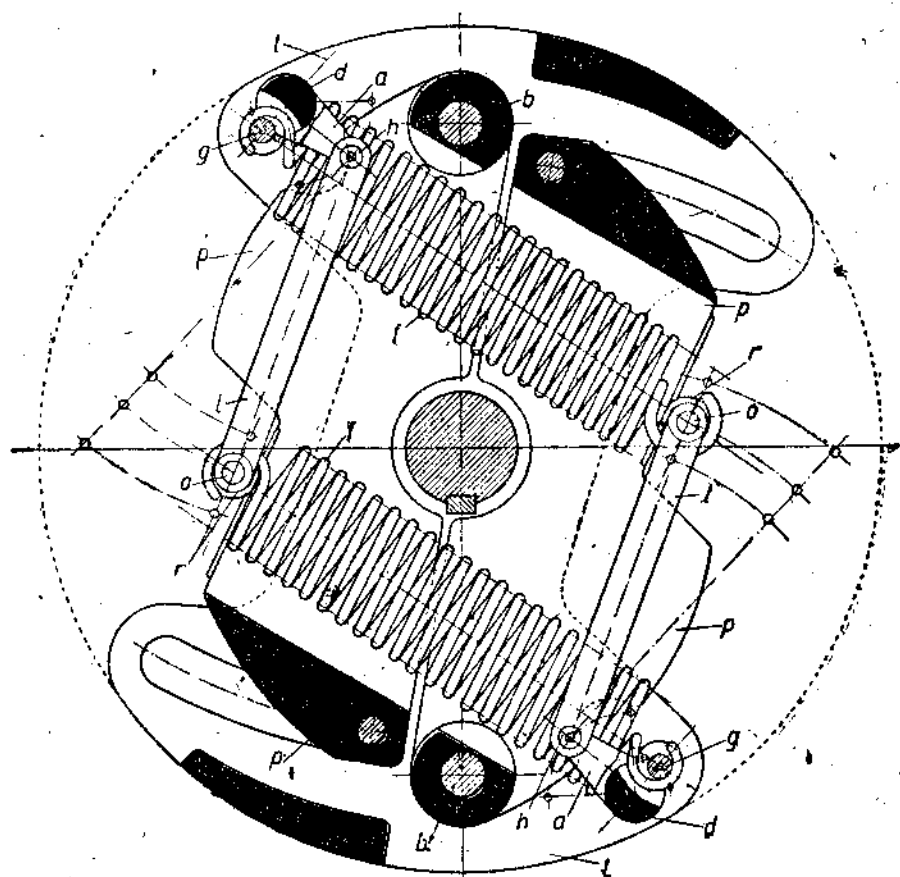
(модуль упругости $G = 750000 \text{ кг/см}^2$),

$$z = \frac{32 \cdot 1,9^4 \cdot 750000}{64 (906 - 582) 6^3} = 7.$$

Плоские регуляторы, строящиеся различными заводами, принципиально почти не отличаются друг от друга.

На фиг. 301 и 302 представлен регулятор системы Прелля, общее расположение которого в машине с клапанным распределением показано на фиг. 303.

Два маятниковых груза p могут поворачиваться вокруг осей b и стягиваются при помощи пружин f . Последние закреплены с одной стороны на неподвижных пальцах g , а с другой — на подвижных осях o , на которых насажены ролики r . При расхождении грузов ролики перекачиваются по наружной направляющей поверхности грузов. Пальцы g укреплены в угловых рычагах adg . Оси d этих рычагов цапфами z заложены в щеки t регулятора. Оси d удерживаются от вращения болтами h , вставляемыми в щеки t . Перестановкой болтов h можно рычаги adg

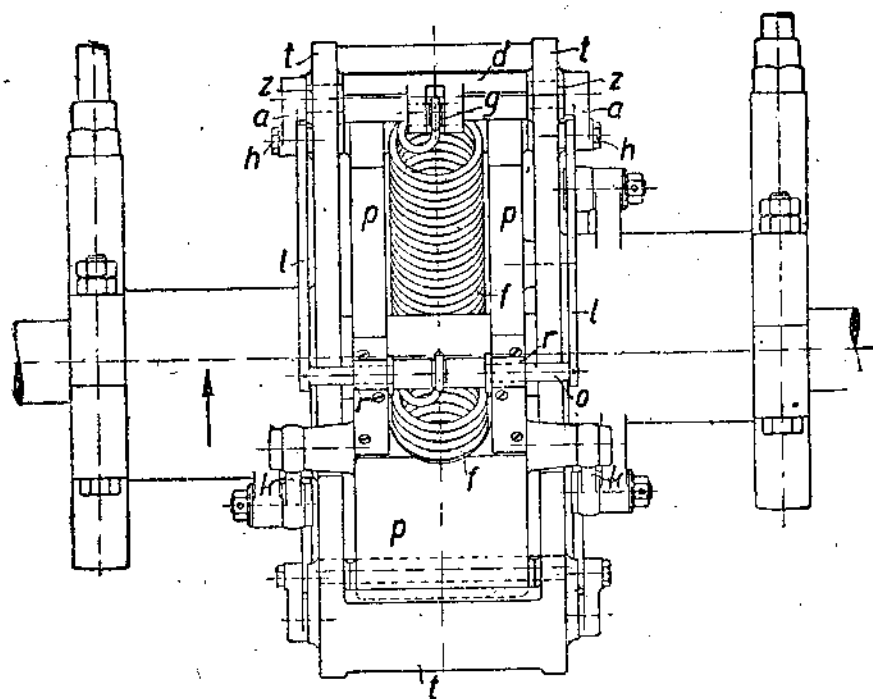


Фиг. 301. Регулятор Прелля.

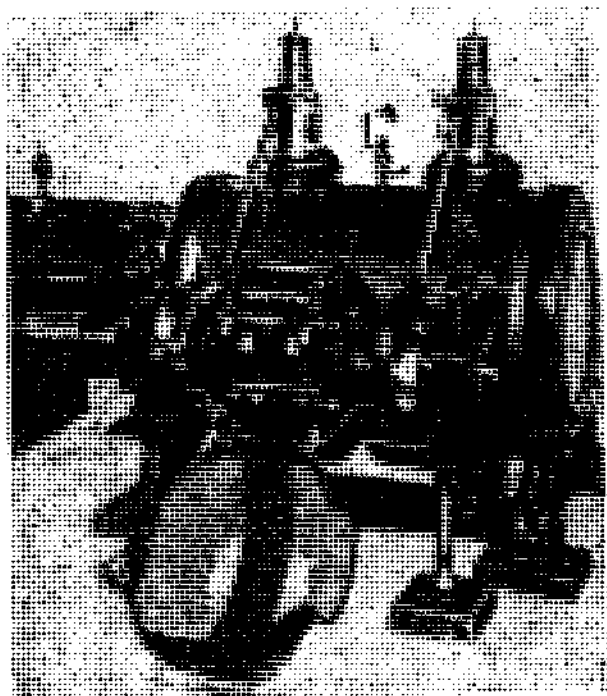
закрепить в другом положении, изменив натяжение пружин, а следовательно, и число оборотов машины. При этом изменяется положение как пальцев d , так и осей o , которые связаны с рычагами adg тягами l .

Перемещение грузов при помощи серег k (фиг. 302) передается впускным эксцентриком, состоящим из двух дисков: наружный диск при этом вращается по внутреннему (§ 52, фиг. 127).

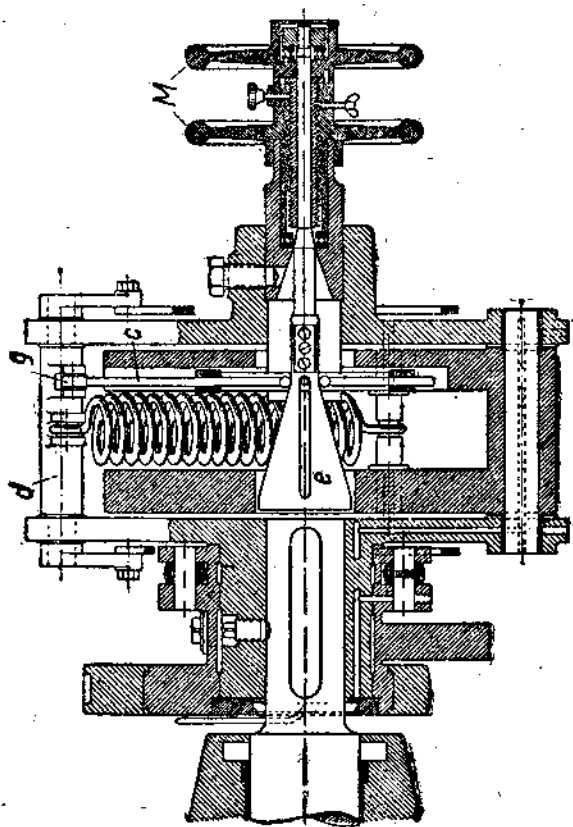
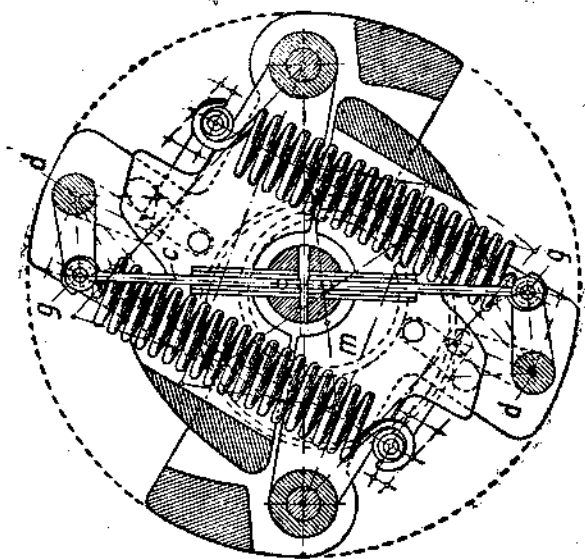
В других конструкциях регулятора Прелля изменение натяжения пружины может совершаться и на ходу машины.



Фиг. 302. Регулятор Прелля.

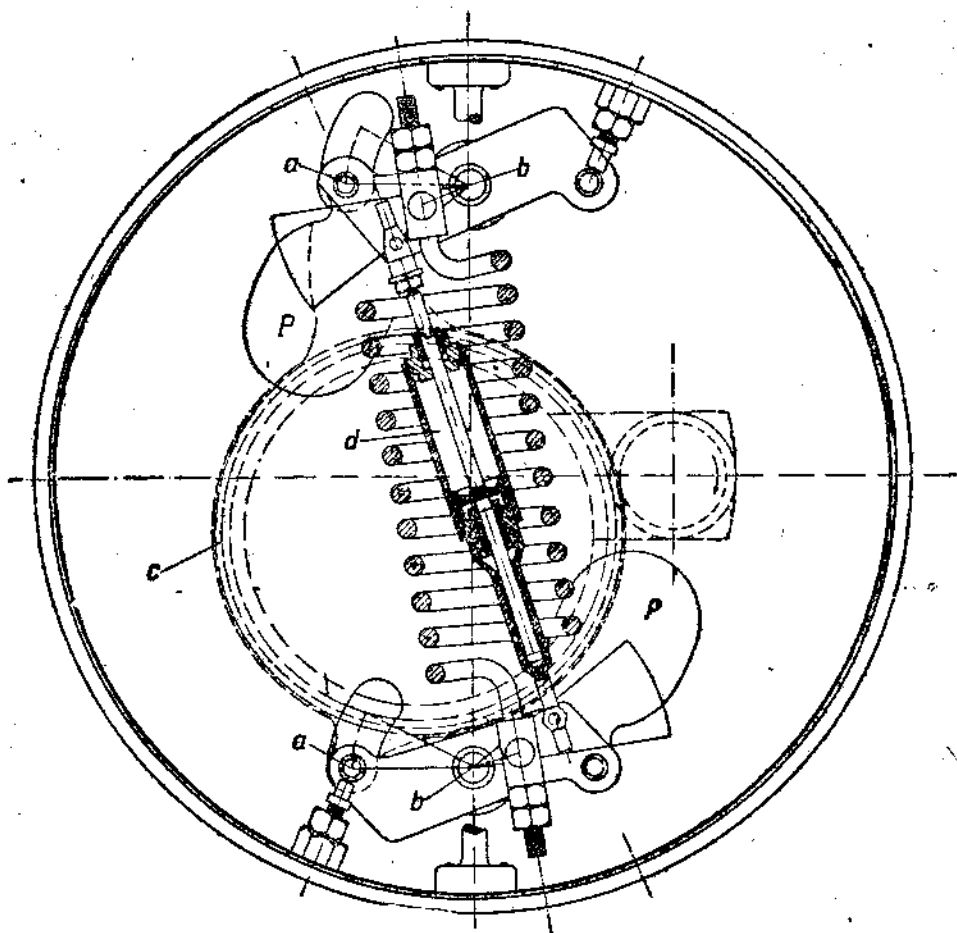


Фиг. 303. Машина с регулятором Прелля



Фиг. 304. Плоский регулятор Прелля.

Примером такой конструкции может служить фиг. 304. С валиками *d* соединены тяги *c* с шариками на внутренних концах, которые упираются в клин *e*. При перемещении клина вправо валики *d* поворачиваются и увеличивают натяжение пружин. Для этого маховички *M*, обычно вращающиеся вместе с валом, удерживаются от вращения (что не пред-



Фиг. 305. Регулятор Золлермана.

ставляет затруднений валу шариковой опоры маховичков) и поворачиваются один относительно другого.

На фиг. 305 изображен регулятор Золлермана с одной пружиной. К цапфам *a* грузов *P* подвешен эксцентрик *c*. При расхождении грузов, которые подвешены в точках *b*, эксцентрик перемещается относительно вала. Во избежание ударов в регуляторе при быстром расхождении или сближении грузов внутри пружины расположен масляный катаракт *d*, связанный с обоими грузами.

§ 100. Инерционные регуляторы.

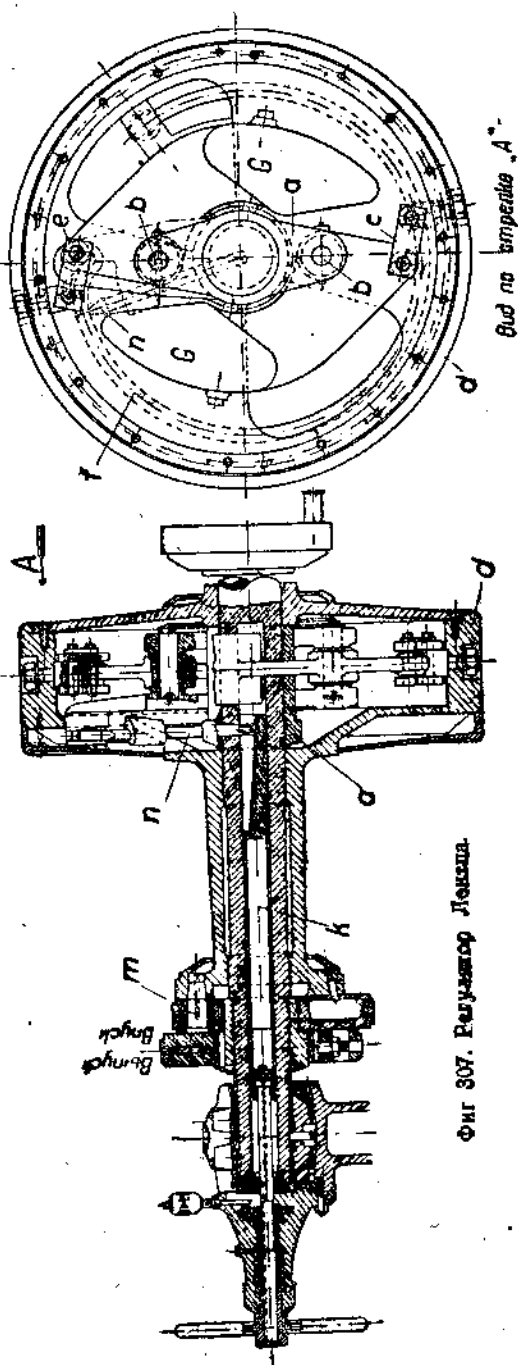
Принцип действия этих регуляторов выясняется из рассмотрения конструкции, представленной на фиг. 306 (регулятор Вестингауза).

К втулке маховика в точке *A* подвешены два маятниковых груза *B* с насаженным на них эксцентриковым диском *C*. Спиральная пружина оттягивает грузы к упору *D*. При возрастании числа оборотов машины грузы благодаря инерции отстают в своем вращении от маховика и поворачивают эксцентрик вокруг точки *A*. Центробежная сила маятниковых грузов удерживает их в новом положении вплоть до понижения числа оборотов, заставляющего маятники приблизиться к упору *D*.

Применение инерционных масс выгодно в том отношении, что они начинают действовать только после того, как машина получит ускорение, следовательно, раньше чем скорость и центробежная сила обнаружат заметное изменение.



Фиг. 306. Регулятор Вестингауза



Фиг. 307. Регулятор Ленца

Особенно пригодны такие регуляторы для машин, работающих с сильными и внезапными колебаниями нагрузки.

На фиг. 307 изображен плоский регулятор с инерционным кольцом, применяющийся в машинах с парораспределением Лейтца.

На валу заклинена муфта *a*, к которой в точках *b* подвешены маятники *g*. Оба маятника при помощи серег *c* связаны с корпусом регулятора *d*, свободно сидящим на валу и играющим роль инерционной массы. К корпусу прикреплена плоская изогнутая пружина *f*, другой конец которой охватывает палфу *e* на выступающей части муфты *a*. Если число оборотов машины увеличивается, грузы *G* расходятся; этому способствует также их соединение с корпусом *d*, который благодаря своей инерции отстает от повысившего свою скорость вала машины. Таким образом корпус регулятора поворачивается относительно вала, и камень *m* перемещает эксцентрик (§ 67). Пружина *f* одновременно натягивается. При уменьшении числа оборотов инерция корпуса заставляет его опередить вал; этому повороту корпуса относительно вала помогает сила пружины, преодолевающая уменьшившуюся центробежную силу маятников.

Для возможности изменения оборотов машины, вал делают подвижным и сквозь него пропускают шпиндель; последний, при вращении его маховичком на свободном конце вала, перемещается вдоль вала и своей наклонной плоскостью перемещает в радиальном направлении штифт *л*. При выдвигании последнего пружина натягивается, и число оборотов машины может измениться в пределах $\pm 10\%$.

ЧАСТЬ V.

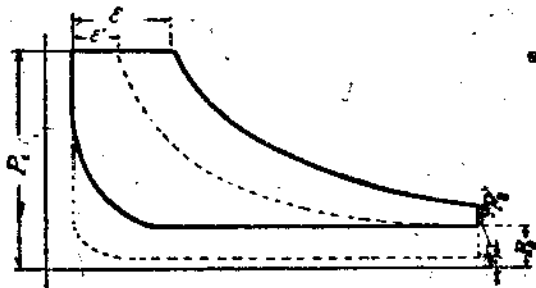
КОНДЕНСАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН.

§ 101. Общее понятие о конденсационных устройствах.

Конденсационное устройство имеет целью создание давления при выпуске из машины ниже атмосферного. Это достигается конденсацией пара, выходящего из машины, благодаря охлаждению его водою, и отсасыванием воздуха, падающего в конденсатор.

Теоретические выгоды конденсации пара выясняются из индикаторной диаграммы машины.

На фиг. 308 сплошными линиями начерчена диаграмма машины, работающей на атмосферу, пунктиром — при работе на конденсацию.



Фиг. 308. Индикаторные диаграммы машин с различным противодавлением.

Площади обеих диаграмм приблизительно равны между собою, но степень наполнения ϵ' конденсационной машины значительно меньше степени наполнения ϵ машины, работающей на атмосферу.

Если же обе машины работают с одинаковыми степенями наполнения, то площадь диаграммы машины с конденсацией получается больше, чем для случая работы на атмосферу.

Обозначим среднее индикаторное давление машины, работающей на атмосферу, P_{ia} , то же для конденсационной машины P_{ic} .

В большинстве случаев можно положить:

$$P_{iz} = P_{ia} + P_0$$

где P_0 есть разность давлений при выпуске в обоих случаях.

Таким образом при переходе на работу с конденсацией среднее индикаторное давление повышается настолько, насколько уменьшается противодавление.

Теоретически наимыгоднейшим вакуумом является абсолютный. В действительности же для поршневых машин ограничиваются сравнительно невысокой степенью разрежения. Обычно давление P_0 при выпуске берут

от 0,15 + 0,2 *атм*. Объясняется это тем, что с уменьшением давления выпуска увеличиваются потери на начальную конденсацию и на пропуск пара, так как при этом создается большая разность давлений при впуске и при выпуске. С другой стороны, для получения высокого вакуума приходится ставить более мощные насосы, ухудшающие механический к. п. д. и повышающие стоимость устройства. Наконец, с повышением вакуума значительно возрастают размеры парового цилиндра; если эти размеры не увеличивать, то создается большая потеря от неполного расширения.

В машине Штумпфа принимают давление выпуска до 0,05 *атм*, основываясь на том, что в этой машине меньше начальная конденсация пара и меньше потеря на пропуски, благодаря длинному поршню и разделенности органов впуска и выпуска.

При выборе степени разрежения необходимо произвести точный экономический подсчет с определением стоимости установки в отдельных случаях. Только при высокой цене топлива и обилии воды оказываются выгодными низкие давления выпуска. Иногда же экономически наилучшим является давление

$$p_2 = 0,3 + 0,4 \text{ атм.}$$

Конденсация пара происходит таким образом: пар из машины отводится в конденсатор, в который одновременно подается холодная вода. Вода или непосредственно смешивается с паром или же протекает по тонким латунным трубкам, омываемым паром снаружи. В том и другом случае пар конденсируется и обращается в воду.

Пространство конденсатора наполнено, таким образом, паром и водой, средняя температура которых соответствует давлению в конденсаторе.

Так как в конденсатор всегда поступает тем или иным путем воздух, то необходимой принадлежностью устройства является насос для откачивания воздуха. В одних случаях устанавливается специальный воздушный насос, в других — воздух откачивается вместе с охлаждающей водой.

Если холодной воды не имеется в достаточном количестве, то приходится воду, отработавшую в конденсаторе, охлаждать искусственным путем. Поэтому часто к конденсационной установке относится устройство для искусственного охлаждения воды. В состав установки можно включить также маслоотделители, которые во всяком случае должны иметься при конденсации поверхностей; в противном случае трубки будут загрязняться маслом, находящимся в паре.

Таким образом, составными частями конденсационного устройства являются: 1) паровыпускная труба из цилиндра в конденсатор, 2) собственно конденсатор, 3) насосы, 4) искусственное охлаждение воды и 5) маслоотделитель.

§ 102. Паровыпускная труба.

Если конденсатор обслуживает только одну машину, то диаметр паровыпускной трубы может быть рассчитан по сечению парового канала, в цилиндре с некоторым увеличением против последнего.

Если же конденсатор обслуживает несколько машин и речь идет о

центральной конденсации, то диаметр паровыпускной трубы рассчитывается по следующему уравнению:

$$\frac{\pi d^2}{4} w = Gv$$

где d — диаметр паровыпускной трубы в м,

w — скорость пара в трубе в м/сек,

G — расход пара машиной в кг/сек,

v — удельный объем пара в м³/кг.

Из уравнения следует:

$$d^2 = \frac{4Gv}{\pi w}$$

Скорость w должна быть выбрана так, чтобы при прохождении пара по трубе не получалось заметных сопротивлений, которые сказываются в том, что в цилиндре машины устанавливается давление выше, чем в конденсаторе.

Падение давления в трубе зависит от скорости пара. Опыты Вейсса установили, что заметных потерь не происходит, если

$$w = 143 \sqrt{d}$$

Подставляя значение для w в написанную выше формулу, найдем

$$d^2 = \frac{4Gv}{\pi \cdot 143 \sqrt{d}}$$

или

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{Gv}{1120}$$

Если вместо v подставить $\frac{1}{\gamma}$, где γ — удельный вес пара, и положить

$$\gamma = 0,13 \text{ (при } p_2 = 0,2 \text{ атм),}$$

то

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{G}{146}$$

откуда

$$d = \frac{G^{2/5}}{7,3} \quad (60)$$

Расход пара G выбирается по максимальной нагрузке машины.

Формула (60) пригодна для конденсаторов, находящихся в непосредственной близости от машины. Если же паровыпускная труба имеет значительную длину, то диаметр ее d_1 определяют по формуле

$$d_1 = \left(1 + \frac{l}{500}\right) d$$

где d — диаметр паропровода, вычисленный по предыдущей формуле, l — длина паропровода в м.

§ 103. Классификация конденсаторов. Конденсаторы смешения.

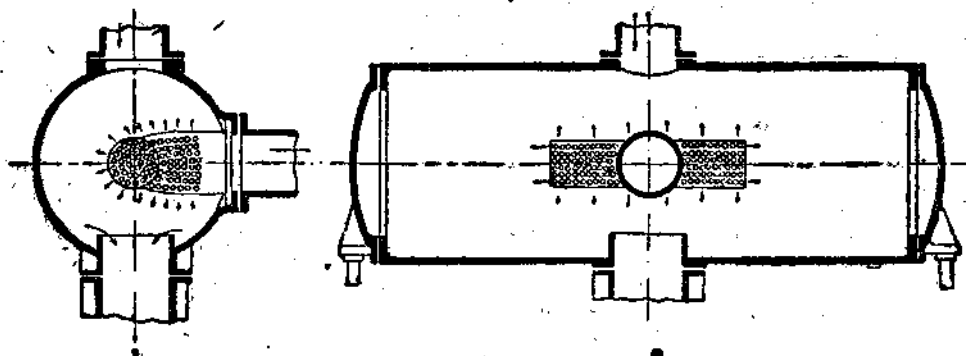
Конденсаторы делятся на две основные группы:

1. Конденсаторы смешения или впрыскивающие.
2. Конденсаторы поверхностные.

В конденсаторах смешения вода приходит в непосредственное соприкосновение с паром. В конденсаторах поверхностных вода и пар отделены друг от друга стенками трубок. Из класса конденсаторов смешения следует особо выделить так называемые струйные конденсаторы, в которых удаление продуктов конденсации происходит использованием кинетической энергии воды и пара.

Впрыскивающие конденсаторы можно разделить на 2 группы: 1) конденсаторы с параллельным течением воды и пара и 2) конденсаторы, работающие по принципу противотока.

Для конденсаторов с параллельным течением может быть применена конструкция, указанная на фиг. 309.



Фиг. 309. Конденсатор смешения.

В чугунный цилиндр впускается из машины пар; посредине цилиндра расположена горизонтальная труба, имеющая ряд отверстий по своей поверхности. В эту трубу подается насосом холодная вода, разбрызгиваемая при входе в конденсатор. Пар смешивается со струйками холодной воды и конденсируется.

Простая конструкция конденсатора изображена на фиг. 310. Вода разбрызгивается здесь через кольцевую щель конического клапана, прикрытую сеткой.

Положим, что пар, выходящий из машины, обладает теплосодержанием t_1 , вода, впускаемая в конденсатор, имеет при входе температуру t_2 , а при выходе t_3 ; эту же температуру принимает и скоонденсировавшийся пар.

Один килограмм пара, прошедший через конденсатор, отдает воде количество тепла

$$t_1 - t_3.$$

волагая теплосодержание жидкости $q_2 = t_3$.

Теплота эта передается холодной воде, которая нагревается от t_2° до t_3° . Каждый килограмм воды получает $t_3 - t_2$ единиц теплоты. Если для конденса-

саян 1 кг пара требуется m килограммов воды, то должно иметь место соотношение:

$$i_2 - t_2 = m(t_1 - t_2).$$

Отсюда определяется количество килограммов воды для конденсации 1 кг пара (так называемая кратность охлаждения)

$$m = \frac{i_2 - t_2}{t_1 - t_2}. \quad (61)$$

Для часто встречающихся числовых данных:

$$i_2 = 600 \text{ ккал/кг}, t_1 = 35^\circ; t_2 = 15^\circ,$$

$$m = \frac{600 - 35}{35 - 15} \approx 28.$$

В зависимости от колебаний температуры воды можно считать для конденсаторов такого типа

$$m = 20 + 35.$$

Чем холоднее вода, тем меньше пойдет ее на конденсацию 1 кг.

Давление в конденсаторе p_k складывается из парциальных давлений пара p_a и воздуха p_s .

По закону Дальтона

$$p_k = p_a + p_s.$$

Зная температуру пара в конденсаторе t_a можно по таблицам найти давление p_a , соответствующее этой температуре.

Если, например

$$t_a \approx t_2 = 35^\circ,$$

то парциальное давление пара составляет

$$p_a = 0,05 \text{ ага.}$$

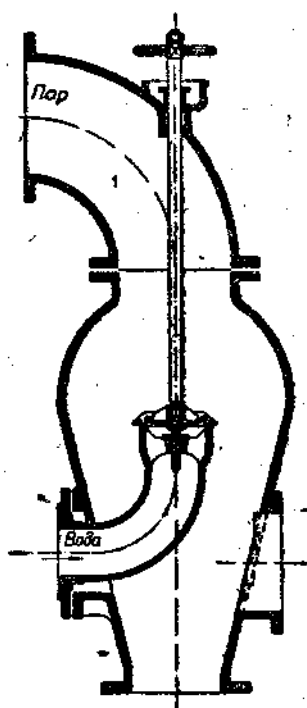
Так как давление в конденсаторе p_k известно, то давление воздуха

$$p_s = p_k - p_a$$

Если например, давление в конденсаторе $p_k = 0,1 \text{ ага}$, то

$$p_s = 0,05 \text{ ага.}$$

Определение давления воздуха p_s необходимо в том случае, когда воздух откачивается отдельно специальным воздушным насосом. Для расчета последнего необходимо знать количество и давление отсасываемого воздуха.



Фиг. 310. Конденсатор смешения.

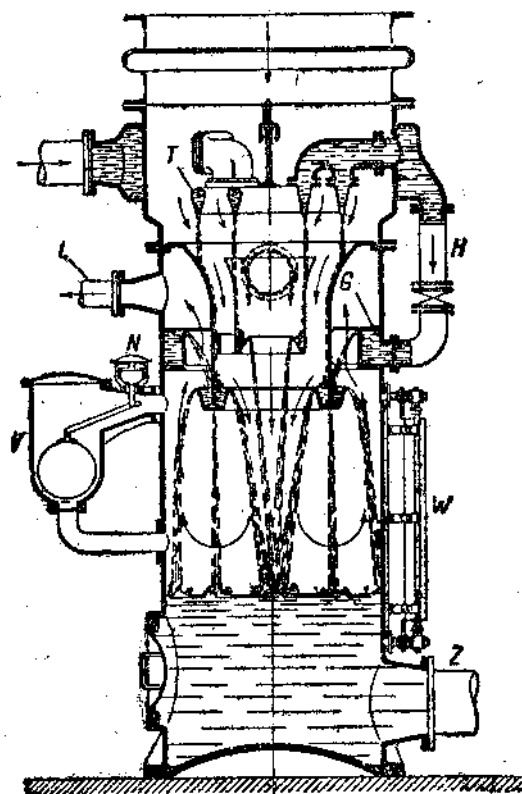
Для обслуживания конденсатора в последнем случае устанавливаются минимально два насоса: воздушный и водяной, который откачивает смесь воды и конденсата. Что же касается подачи холодной воды, то благодаря всасывающему действию конденсатора во многих случаях можно обойтись без специального насоса.

При конденсаторах смешения чаще специальных воздушных насосов не ставят, а ограничиваются общим мокровоздушным насосом, который отсасывает не только смесь воды и конденсата, но и воздух.

Конструкция конденсатора смешения, подобная представленной на фиг. 310, изображена на фиг. 211 в установке с машиной Штумпфа.

Для более тесного смешения пара с водой фирма MAN¹ применяет конденсатор, изображенный на фиг. 311.

Пар поступает в конденсатор, расположенный вертикально, сверху. Холодная вода по трубе 1 и кольцевому пространству вокруг конденсатора проходит в две concentрических трубы Т, откуда тонкими кольцевыми струями падает вниз. Пар, двигаясь в направлении, указанном стрелками, пересекает эти струи и начинает конденсироваться. При дальнейшем падении, вода, попадая на ряд кольцеобразных корыт, распадается на большое число непрерывных concentрических струй, сквозь которые проходит пар, полностью конденсируясь. Продукты конденсации удаляются насосом по трубе Z.



Фиг. 311. Конденсатор смешения завода MAN

Воздух откачивается специальным насосом по трубе L. Для охлаждения воздуха с целью уменьшения его объема перед выходом из конденсатора воздух пересекает струю холодной воды, которая специально для этого подается в корыто G по трубе H.

Для того чтобы избежать случайного попадания воды в машину, имеется специальный прибор V, шаровой поплавок которого поднимается, как только уровень воды в конденсаторе достигает предельной высоты, и открывает воздушный клапан N, заполняющий конденсатор воздухом. Уровень воды в конденсаторе наблюдается по водомерному стеклу W.

¹ Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg

Конденсаторы со встречным течением воды и пара.

К такому типу относится конденсатор Вейсса, изображенный на фиг. 312. Вода подается в верхнюю часть конденсатора по трубе D при температуре t_d . Переливаясь сплошной струей через несколько корыт, вода стекает через трубу высотой более 10 м, или отсасывается насосом. Пар входит в конденсатор снизу по трубе B . Воздух отсасывается через патрубок E .

На той же фигуре представлено распределение давлений пара и воздуха в конденсаторе по его высоте. По оси абсцисс отложено давление p_k в конденсаторе, которое постоянно по всей его высоте. Нижняя часть конденсатора заполнена паром, так как воздух собирается вверху. В нижней части поэтому

$$p_k = p_n$$

и температура вытекающей воды может быть равна температуре пара при давлении p_k (в конденсаторах с параллельным течением температура отработавшей воды ниже температуры пара при давлении p_k , так как $t_d \approx t_n$ а $p_k = p_k - p_d$).

В верхней части конденсатора пар встречает более холодные струи воды, температура его падает, а вместе с тем понижается и давление пара.

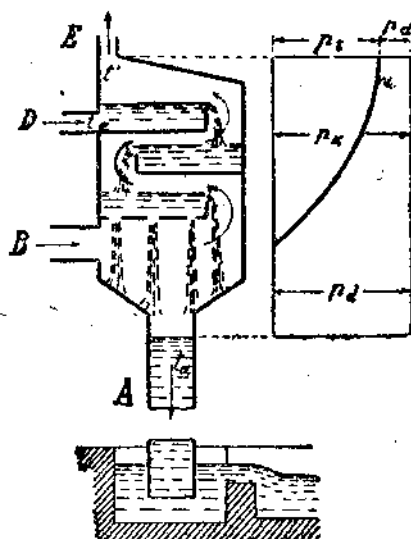
Так как общее давление должно остаться постоянным, то при уменьшении давления пара возрастает давление воздуха. На диаграмме фиг. 312 с левой стороны отложены давления воздуха по высоте конденсатора, справа — давления пара. Воздух откачивается при сравнительно высоком давлении и поэтому занимает меньший объем, чем в конденсаторе с параллельным течением. Воздушный насос часто получает вдвое меньший рабочий объем.

Температура смеси t_n при выходе из этого конденсатора приблизительно на 10° выше, чем в конденсаторе с параллельным течением. Объясняется это высоким парциальным давлением пара в нижней части конденсатора. Для цифровых данных, аналогичных предыдущему примеру, количество воды, потребное для конденсации 1 кг пара

$$m = \frac{60 - 45}{45 - 15} \approx 18 \text{ кг.}$$

Вообще в конденсаторах Вейсса m колеблется в пределах 15—25. Схема общей установки конденсатора Вейсса показана на фиг. 313.

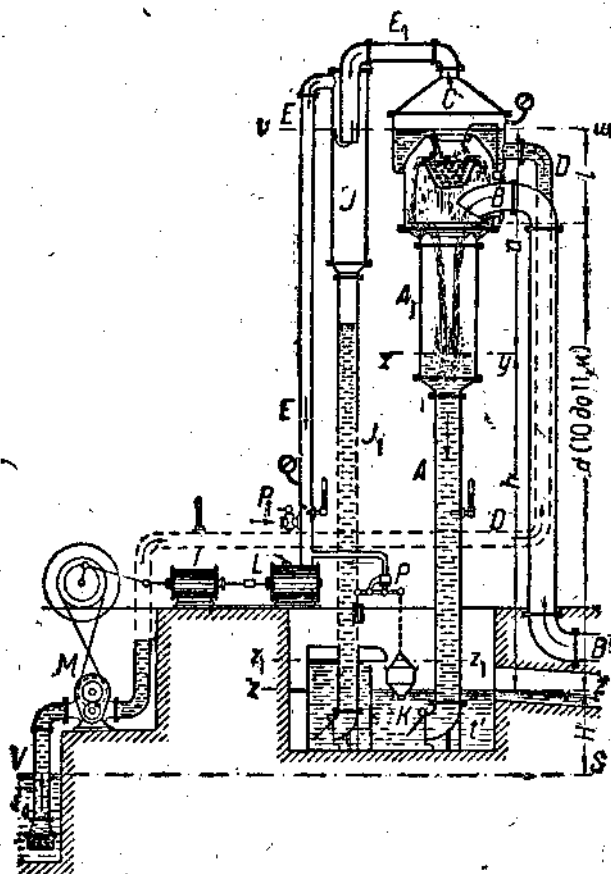
Отработавший пар из машины поступает по трубе B в конденсатор, расположенный на высоком помосте (размер $d = 10 \div 11$ м). Холодная вода подается центробежным насосом M по трубе D . Проводы конденсации удаляются самотеком по барометрической трубе A , воздух же отсасывается особым сухим воздушным насосом L по трубе E через водоотделитель J .



Фиг. 312. Схема конденсатора Вейсса.

При колебаниях уровня воды в конденсаторе клапан K препятствует засасыванию воды из сточного бассейна в машину. Такой же клапан имеется на сливной трубе J_1 из водоотделителя.

Если воздушный насос L рассчитан неправильно и откачивает слишком большое количество воздуха, то в конденсаторе может получиться чрезмерно высокий вакуум, и вода начнет подниматься по трубе E_1 . Вода эта будет



Фиг. 313. Установка конденсатора Вейсса.

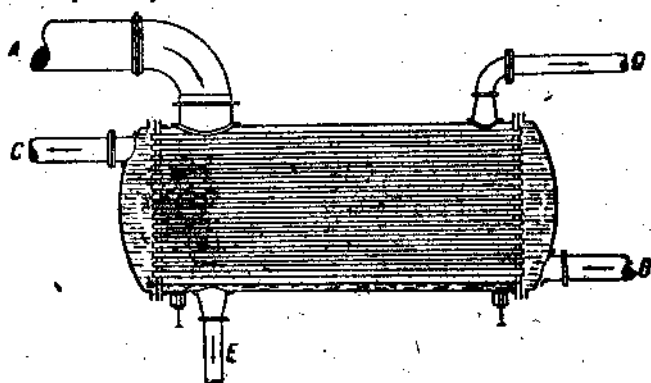
стекать по трубе J_1 в особый бак, а отсюда через водослив z_1, z_2 в сосуд, подвешенный к клапану P . Под действием веса воды клапан P откроется и впустит воздух в конденсатор. Вытекание воды по трубе J_1 прекратится, сосуд опорожнится через свое нижнее отверстие, и клапан P под действием противовеса закроется.

Воздух может быть впущен в конденсатор (при чрезмерном понижении давления) также и через клапан P_1 , открываемый вручную.

§ 104. Поверхностные конденсаторы¹.

Поверхностный конденсатор представляет собою цилиндрический корпус, с двух сторон имеющий плоские днища, в которых развальцованы латунные трубки (фиг. 314).

Пар входит в конденсатор по трубе *A* и омывает снаружи трубки, по которым проходит охлаждающая вода, подаваемая обычно центробежным насосом по трубе *B*. Конденсат удаляется снизу при помощи насоса. Воздух отсасывается или по трубе *D* специальным воздушным насосом или вместе с конденсатом. В последнем случае вместо двух насосов конденсатор обслуживается одним мокровоздушным насосом.



Фиг. 314. Схема поверхностного конденсатора.

Если обозначить температуру воды при входе t_w , а при выходе t_a , то количество килограммов воды, потребное для конденсации 1 кг пара, будет равно

$$m = \frac{t_2 - t_k}{t_w - t_a},$$

где t_2 — температура конденсата.

В поверхностных конденсаторах t_a , т. е. температура воды при выходе, обычно бывает на $5 + 10^\circ$ меньше средней температуры в конденсаторе. Так как передача тепла не происходит непосредственно, вода вытекает из конденсатора еще недостаточно нагретой. В связи с этим количество воды, необходимое для конденсации 1 кг пара, здесь должно быть больше, чем в конденсаторах впрыскивающих. Обычно

$$m = 35 + 45.$$

При проектировании конденсатора необходимо определить его поверхность охлаждения, после чего находятся число и длина трубок, если выбран диаметр последних.

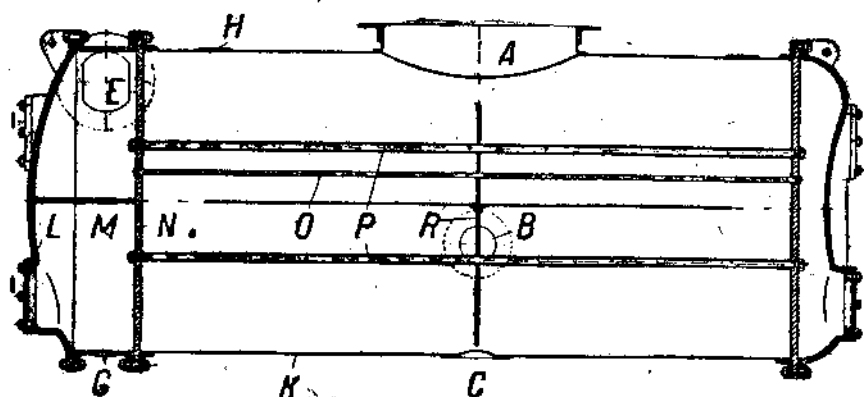
Обозначим: поверхность охлаждения — F , м^2 , среднюю разность температуры воды и пара — t_m , температуру пара в конденсаторе (почти равную температуре конденсата) — t_2 .

¹ Подробнее см. Г. С. Жиряцкий, Паровые турбины, Киев 1930.

Тогда $\frac{t_s + t_w}{2}$ представляет собою приблизительно среднюю температуру воды, а средняя разность температур воды и пара

$$t_m = t_s - \frac{t_s + t_w}{2}.$$

Буквой k обозначим коэффициент теплопередачи, т. е. количество тепла, которое передается 1 м² поверхности охлаждения в 1 час при разности тем-



ператур в 1°. В таком случае через F_k кв. метров поверхности охлаждения и при разности температур t_m пройдет в 1 час количество тепла, равное $F_k t_m k$.

Если при этом будет конденсировано G_k килограммов пара, причем каждым килограммом пара будет отдано количество тепла $i_1 - i_2$, то

$$G_k(i_1 - i_2) = F_k t_m k^1. \quad (82)$$

Для коэффициента k не может быть дано точного значения, так как он зависит и от состояния поверхностей, и от материала трубок и от скорости воды и пара. Обозначим через α_k коэффициент теплопередачи от пара к стенкам трубок, через λ —

Фиг. 315. Поверхностный конденсатор завода Лавали.

коэффициент теплопроводности самих стенок и через α_s — коэффициент теплопередачи от стенок к воде.

¹ Более точный метод расчета см. Г. С. Жирникий, Паровые турбины, Киев 1930, и специальные курсы по конденсации.

Тогда для трубы с толщиной стенки δ

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s}.$$

Опыты над определением коэффициентов α_n , α_s и λ дали следующие результаты

$$\alpha_n = 12\,000 + 14\,000 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C},$$

$$\alpha_s = 4\,500 \sqrt{w}, \text{ где } w \text{ — скорость воды в трубе,}$$

$$\lambda = 90 \text{ кал/м час } ^\circ\text{C}.$$

Общий коэффициент теплопередачи по Гедеру может быть представлен формулой

$$k = 800 + 1\,950 w^{0.8},$$

но для практически расчетов выбирается обычно в пределах от 1 600 до 3 000 кал/м² час⁰ C.

Для конденсаторов паровых машин, учитывая загрязняемость трубок маслом, подходящим значением для k следует считать около 1 500 кал.

Если это значение для k поставим в формулу (62), то

$$\frac{F}{G_n} = \frac{\text{поверхность охлаждения в м}^2}{\text{коп. пара, прох. через конд. в 1 час}} \approx 0,02 + 0,03$$

(при этом $i_n - t_n$ принята равной 570 кал, а $t_n = 15^\circ$).

Примеры конструктивного выполнения поверхностных конденсаторов даны на фиг. 315 и 317.

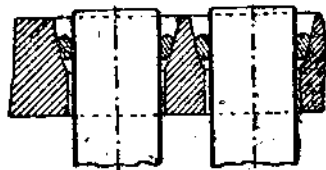
В первом конденсаторе (постройки завода Лаваль) вода подается через патрубок D и выходит через патрубок E . Левая чугунная камера разделена перегородкой M , направляющей воду сначала через нижнюю, а затем через верхнюю часть трубок. Конденсат удаляется снизу (патрубок C), а воздух через штуцер B , расположенный в нижней части конденсатора, т. е. вблизи входа охлаждающей воды.

Пар, поступающий через патрубок A , омывает верхние трубки O , попадает на железный лист R , заставляющий пар пройти по краям конденсатора. J — люки для чистки, G — отверстие для спуска воды, P — анкерные трубы.

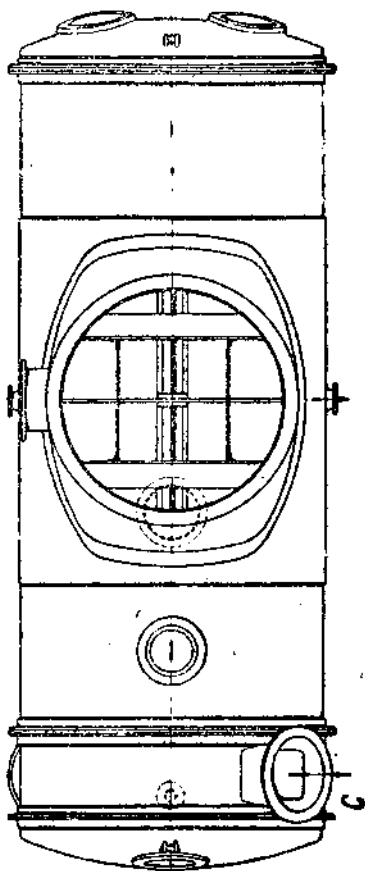
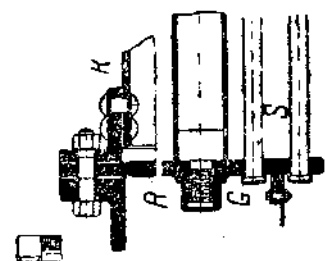
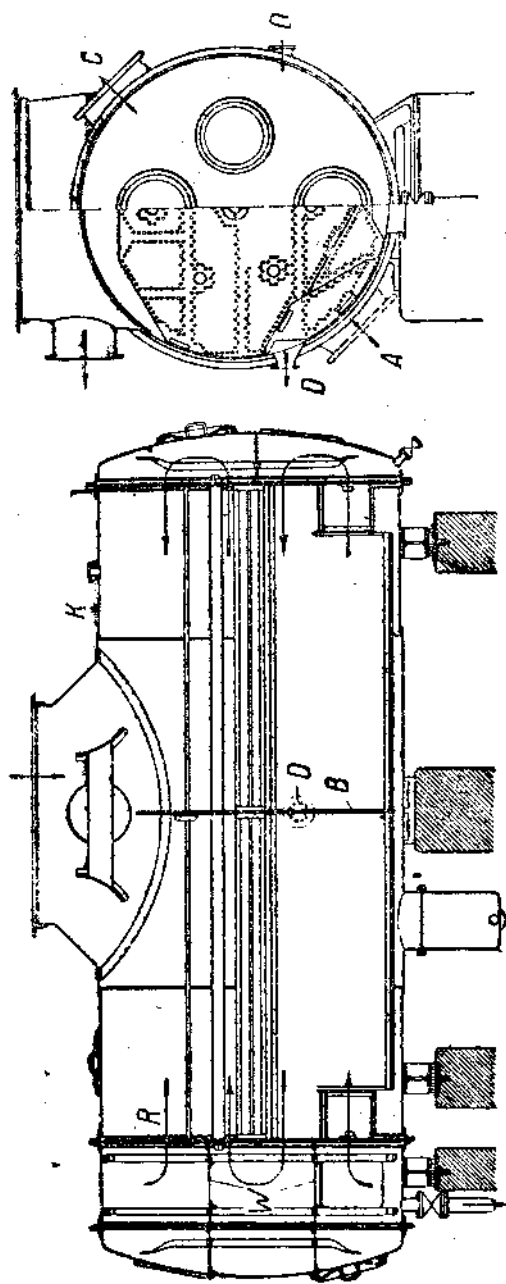
Латунные трубки иногда развальцовываются в одной из трубных досок, способ же укрепления их в другой доске должен допускать возможность их удлинения при нагреве. Обычно применяемый способ изображен на фиг. 317 слева внизу: в трубную доску заворачивается гайка, сквозь которую проходит трубка и уплотняется асбестовой набивкой, прижимаемой гайкой.

На фиг. 316 показан другой способ уплотнения трубок (не вполне надежный). Отверстия в трубной доске рассверлены на конус, и вокруг трубок

Первоначальное применение резиновых колец для уплотнения трубок



Фиг. 316. Сальники конденсаторных трубок.



Фиг. 317. Поверхностный конденсатор завода MAN

проложены резиновые кольца. Давлением атмосферы эти кольца плотно зажимаются в конических выточках и препятствуют проникновению воздуха в конденсатор.

Диаметр латунных трубок составляет обычно $20-40$ мм, толщина стенки $1-1,3$ мм. Расстояние между центрами трубок берется на $10-15$ мм больше их диаметра. Скорость воды в трубках $1,8-2,5$ м/сек. При длине трубок свыше 3500 мм в конденсаторе ставится железная поперечная стенка для поддержки трубок (фиг. 315 и 317). Для укрепления плоских трубных досок последние стягиваются анкерными болтами или трубами (фиг. 317, справа внизу).

В конденсаторе, изображенном на фиг. 317, вода входит через патрубок *A* и, благодаря наличию двух перегородок в левой камере и одной — в правой, четыре раза проходит по длине конденсатора в направлении стрелок. Выход воды через патрубок *C*. Конденсат, как обычно, удаляется из самого низкого места конденсатора, воздух — через патрубки *D*. В верхней части конденсатора между трубками оставляют проходы для того, чтобы все трубки равномерно омывались паром. Чтобы избежать застоя пара в углах конденсатора, их оставляют свободными от трубок (фиг. 315). Свободным оставляют также пространство возле воздушного патрубка, способствуя скоплению воздуха в этом месте, прикрываемом сверху железным листом.

§ 105. Струйные конденсаторы.

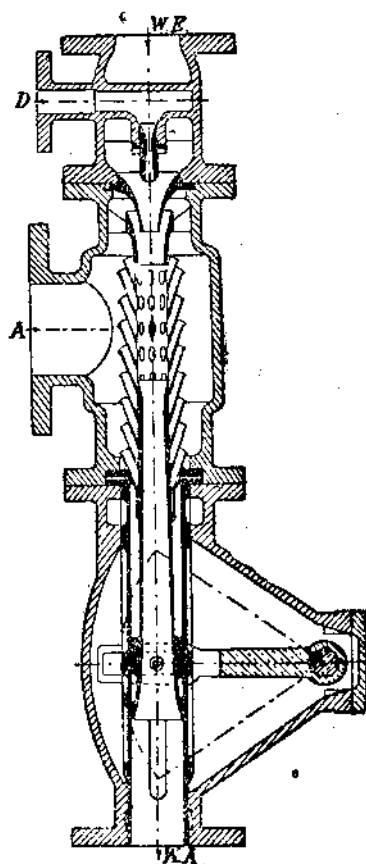
Работа струйных конденсаторов по-
контс на следующих основаниях:

1. Поступление воды в конденсатор с большой скоростью.
2. Энергичное смешение воды и пара.
3. Удаление продуктов конденсации с превращением кинетической энергии в потенциальную, благодаря чему повышается давление смеси.

На фиг. 318 изображен универсальный конденсатор Кертинга.

Сверху через патрубок *WE* подается холодная вода, которая, пройдя через сопло, получает необходимую скорость.

Сбоку (*A*) в конденсатор входит отработавший пар, который протекает через ряд соплообразных отверстий по окружности центральной трубы. После конденсации пара вода и воздух попадают в расширяющуюся трубу — диффузор. В последнем скорость смеси падает, и за этот счет



Фиг. 318. Конденсатор Кертинга.

повышается давление, при выходе несколько превосходящее атмосферное. Продукты конденсации удаляются, таким образом, без помощи насоса.

При изменении расхода пара, число отверстий для притока пара может регулироваться перемещением диффузора вдоль оси конденсатора; при этом закрывается большее или меньшее число отверстий.

Различают два основных типа конденсаторов Кертинга. Изображенный на фиг. 318 универсальный конденсатор может засасывать холодную воду с глубины не свыше 3 м. Для пуска конденсатора в ход через патрубок *D* и небольшое сопло подается свежий пар, который, приобретая большую скорость, засасывает холодную воду. Этот тип конденсаторов работает, таким образом, совершенно без насосов.

Напорный конденсатор Кертинга требует подачи воды под напором не менее 4 м, но зато он может достичь более высоких степеней разрежения, чем всасывающий (первый до 95%, второй до 85%).

Расход воды в конденсаторах Кертинга составляет нормально 25 — 35 кг на 1 кг пара, но при неправильной установке или ненормальном режиме работы конденсатора может достигнуть до 60 — 70 кг.

§ 106. Основы расчета насосов, обслуживающих конденсаторы.

Расчет поршневых насосов сводится в основном к определению размеров их цилиндров. Для этого необходимо знать количество рабочей жидкости (или воздуха), которое должен подать насос.

1. Воздушный насос. Воздух попадает в конденсатор вместе с холодной водой, в которой всегда растворено некоторое количество воздуха; вместе с паром, который еще в паровом котле находится в смеси с воздухом, наконец, через неплотности в машине, паропроводе и конденсаторе.

Точно определить количество воздуха, которое попадает в конденсатор, при проектировании невозможно. Приходится пользоваться эмпирическими формулами.

Можно принять количество воздуха, проникающего в конденсатор в 1 сек. при давлении 1 *атм*

$$L = \frac{1}{1000} (\lambda W + \mu Q) \text{ куб. метров.} \quad (63)$$

где *W* — количество воды, подаваемой в конденсатор, в *кг/сек*;

Q — расход пара машиной в *кг/сек*;

$\lambda = 0,02$ (считая, что в воде растворено 2% воздуха);

$\mu = 1,8$ для машин с отдельным конденсатором;

$\mu = 1,8 + 0,006 \, l$ для машин с центральной конденсацией в хороших установках (например на электрических станциях);

$\mu = 1,8 + 0,01 \, l$ то же для более грубых устройств;

l — длина паровыпускной трубы в *м*.

Для расчета насоса объем воздуха нужно привести к давлению воздуха в конденсаторе.

Так как по закону Мариотта

$$L_0 p_0 = L \cdot p,$$

то объем воздуха при давлении p_0

$$L_0 = \frac{L}{p_0},$$

причем

$$p_0 = p_k - p_n.$$

Размеры цилиндра сухого воздушного насоса могут быть определены по формуле:

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{L}{p_0}, \quad (64)$$

где $\frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня воздушного насоса в м^2 ,

η — объемный к. п. д. насоса (может быть принят $0,90 \div 0,96$),

c — средняя скорость поршня в м/сек ($c = \frac{S n}{30}$).

Для сухих воздушных насосов обычно

$$c = 1 \div 2,2 \text{ м/сек.}$$

По заданному c определяется ход поршня насоса S (в м).

Мощность, затрачиваемая на привод сухого воздушного насоса, если исходить из величины p боты изотермического сжатия воздуха, может быть определена по формуле¹

$$N = \frac{1,2}{\eta_m} \cdot \frac{10000 \cdot L_0 p_k \ln \frac{1}{p_0}}{75} \text{ лошадиных сил,}$$

η_m — здесь обозначает механический к. п. д. насоса, который может быть принят $0,65 \div 0,80$.

2. Мокровоздушный насос. Расчет этого насоса производится по формуле

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{L}{p_0} + \frac{W}{1000} + \frac{G}{1000}, \quad (65)$$

где L — количество воздуха в $\text{м}^3/\text{сек}$, W — количество охлаждающей воды в кг/сек , G — расход пара машиной в кг/сек .

В этом случае

$$\eta = 0,7 \div 0,8; \quad c = 0,5 \div 1,5 \text{ м/сек.}$$

Размеры мокровоздушных насосов рассчитываются обычно с четырехкратным запасом.

¹ См. Шмидт, Конденсация паровых машин и паровых турбин, стр. 73, формулы (46) и (47).

Мощность, затрачиваемая на привод мокровоздушного насоса, приблизительно определяется по формуле¹

$$N = \frac{1,4}{\eta_m} \left(\frac{10\,000 L \ln \frac{1-p_n}{p'_s} + (W + O) h}{75} \right) \text{ лошадиных сил.}$$

p'_s берется на 0,02 ат меньше давления p_n с учетом сопротивлений клапанов.

Механический к. п. д. насоса может быть принят: $\eta_m = 0,65 + 0,80$.

Высота нагнетания (если вода не поднимается над уровнем нагнетательного патрубка)

$$h = 10(1 - p_n) \text{ метров.}$$

3. Водяной насос.

Для этого насоса (поршневого) основные размеры определяются по формуле

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{W}{1000}, \quad (66)$$

$$\eta = 0,9 + 0,95; \quad c = 1 + 2 \text{ м/сек.}$$

Для подачи охлаждающей воды часто применяются центробежные насосы, в которых

$$\eta = 0,6 + 0,7.$$

*Размеры этих насосов подбираются по каталогам фирм, их строящих.

Расход мощности на привод водяного насоса определяется по формуле

$$N = \frac{Wh}{75 \eta_m} \text{ лошадиных сил,}$$

h — полная высота нагнетания, включая сопротивления в трубопроводе,
 η_m — механический к. п. д., равный 0,8 + 0,9 для поршневых насосов,
 0,60 + 0,75 для центробежных насосов.

Общая затрата мощности на привод всех насосов, обслуживающих конденсационное устройство, составляет 0,5 + 2% мощности паровой машины.

Трубопроводы к конденсатору рассчитываются по формуле

$$\frac{\pi d^2}{4} w = A, \quad (67)$$

где d — диаметр трубопровода в м,

w — скорость при протекании через трубопровод в м/сек.,

A — объем в м³, проходящий через трубопровод в 1 сек.

Для воздухопровода:

$$A = L_0 = \frac{L}{p_s} \text{ м}^3,$$

$$w = 10 + 15 \text{ м/сек.}$$

¹ Шмидт, стр. 148, формула (77).

Для конденсата (в поверхностных конденсаторах)

$$A = \frac{G}{1000} \text{ м}^3,$$

$$\omega = 0,75 + 1,2 \text{ м/сек.}$$

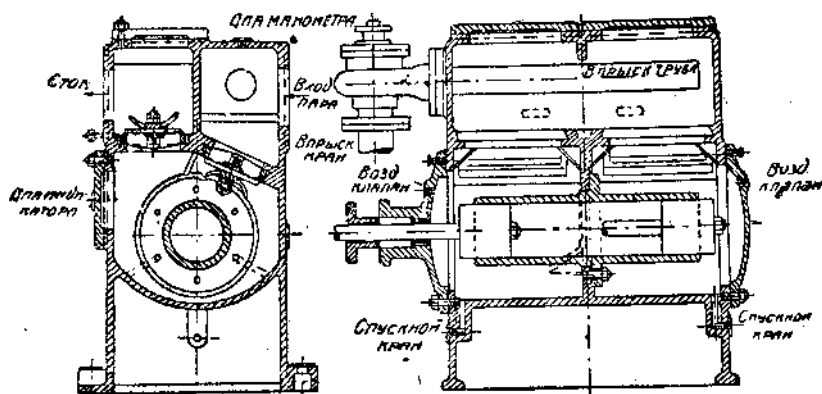
Для охлаждающей воды:

$$A = \frac{W}{1800} \text{ м}^3,$$

$$\omega = 1 + 2 \text{ м/сек.}$$

§ 107. Конструкции мокровоздушных насосов.

В качестве чисто-водных насосов, служащих для подачи охлаждающей воды, чаще всего применяются центробежные насосы. Для откачивания продуктов конденсации вместе с воздухом ставят обычно насосы поршневые.

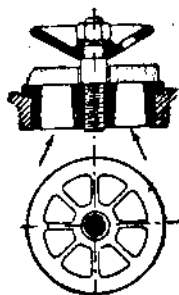


Фиг. 319. Горизонтальный мокровоздушный насос.

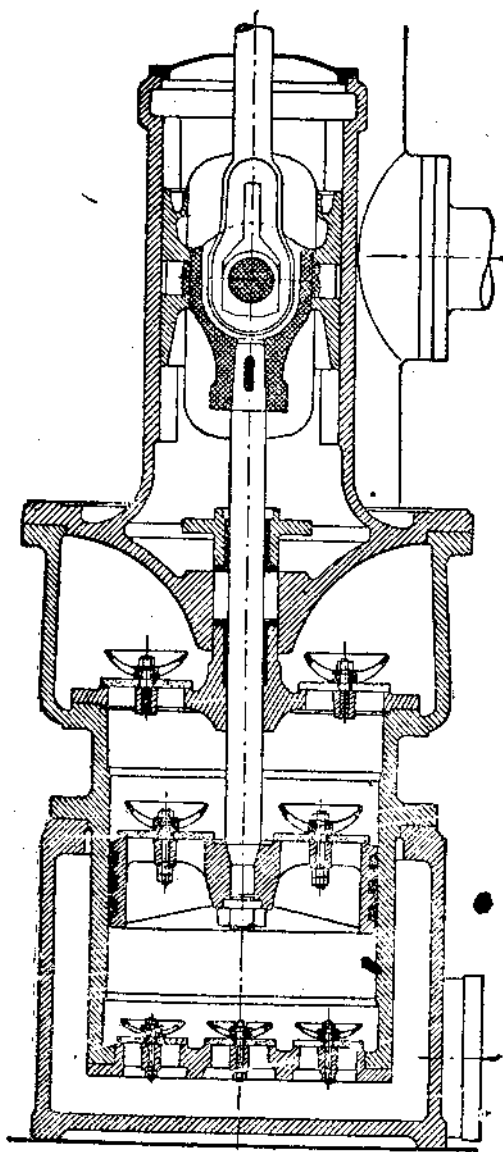
Пример конструкции горизонтального мокровоздушного насоса дан на фиг. 319.

Насос двойного действия служит одновременно и конденсатором, так как холодная вода подается во всасывающую камеру насоса и здесь происходит смешение с паром.

В каждой из полостей цилиндра поставлены всасывающие и нагнетательные клапаны (на поперечном разрезе последние находятся слева). Клапаны резиновые, причем всасывающие открываются вниз, что несколько уменьшает сопротивление клапана. Воздух сжимается насосом до давления несколько выше атмосферного. Обычная конструкция клапана представлена на фиг. 320. Резиновый клапан свободно надет на шпindel и имеет возможность при открывании несколько подниматься вверх. Верхняя тарелка клапана снабжена отверстиями для предотвращения прижатия к ней клапана.



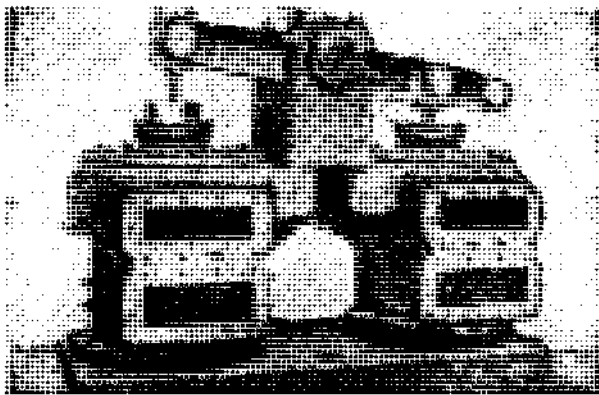
Фиг. 320. Клапан.



Фиг. 321. Вертикальный мокровоздушный насос.

Вертикальная конструкция насоса несколько проще. Понятие о ней дает фиг. 321.

Всасывающие клапаны помещаются снизу цилиндра, нагнетательные — сверху. В теле поршня также поставлены клапаны, через которые вода переходит из нижней полости в верхнюю при ходе поршня вниз. Во время всасываю-



Фиг. 3-2. Сдвоенный вертикальный насос.

шего хода (вверх) клапаны в поршне закрыты, а из верхней полости вода и воздух выталкиваются наружу.

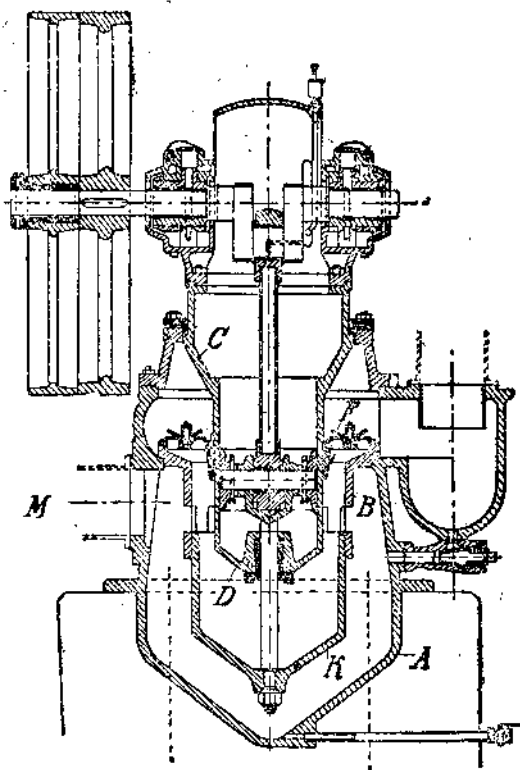
Часто вертикальные насосы ставятся в виде сдвоенных и работают как один насос двойного действия.

Фотография такого насоса (системы Лентца), каждый из цилиндров которого по конструкции в общем соответствует фиг. 321, представлена на фиг. 322. Установка этого насоса в применении к прямой машине фирмы MAN описана в части IX.

Значительное распространение имеют мокровоздушные насосы со всасывающими окнами вместо клапанов. Конструкция этого насоса представлена на фиг. 323 (система Броун-Куна).

В корпус насоса *A* вставлена цилиндрическая втулка *B*. Во втулке по окружности прорезан ряд окон. Корпус насоса прикрыт крышкой *C*, имеющей глубокий выступ *D*. Над втулкой *B* расположен ряд резиновых клапанов *F*. Поршень *K* имеет воронкообразную форму.

Вода входит в насос по трубе *M* и заполняет пространство между корпусом насоса и поршнем. Когда последний движется вниз, он вытесняет



Фиг. 323. Насос со всасывающими окнами вместо клапанов.

воду, уровень которой поднимается и достигает окон; вода начинает переливаться внутрь поршня. При ходе поршня вверх вытеснитель D заставляет подниматься уровень воды внутри поршня, и после закрытия окон вода выталкивается через нагнетательные клапаны. Одновременно (при ходе поршня вверх) происходит заполнение цилиндра водой из конденсатора.

Преимущества насосов со всасывающими окнами заключаются в простоте конструкции и возможности получить хороший вакуум.

§ 108. Расчет насосов со всасывающими окнами.

Расчет насосов со всасывающими окнами отличается значительными особенностями, и ввиду распространенности этого типа насосов мы приведем его здесь полностью.

Для определения размера насоса необходимо исследовать связь между положением верхней кромки поршня и уровнями воды в цилиндре и внутри поршня (фиг. 324).

1. Диаграмма движения верхнего края поршня.

Обозначим радиус кривошипа, который приводит в движение поршень, r . На фиг. 325 из точки O опишем радиусом r полуокружность. Верхнее мертвое положение кривошипа — OK_1 . При повороте его на угол φ в положение OB путь, пройденный поршнем,

$$y = K_1 C = K_1 O - CO = r(1 - \cos \varphi).$$

Если по оси абсцисс диаграммы откладывать углы поворота кривошипа, а по оси ординат — перемещения поршня, то мы получим кривую $K_1 K_2 K_3$, изображающую перемещения поршня за полный оборот кривошипа (длина диаграммы соответствует углу 360°).

2. Диаграмма движения внешнего уровня воды (в цилиндре).

Определим положение этого уровня в предположении, что он обуславливается лишь ходом поршня вверх и вниз.

Обозначив площадь поршня диаметром D через F , найдем, что при опускании поршня на величину y он вытеснит объем воды, равный Fy . Уровень воды в кольцевом пространстве цилиндра поднимется на величину y_1 , определяемую из уравнения

$$Fy = (F_2 - F_1)y_1,$$

$$y_1 = \frac{F}{F_2 - F_1} y, \quad (68)$$

где F_2 и F_1 — площади, соответствующие диаметрам D_2 и D_1 (фиг. 324).

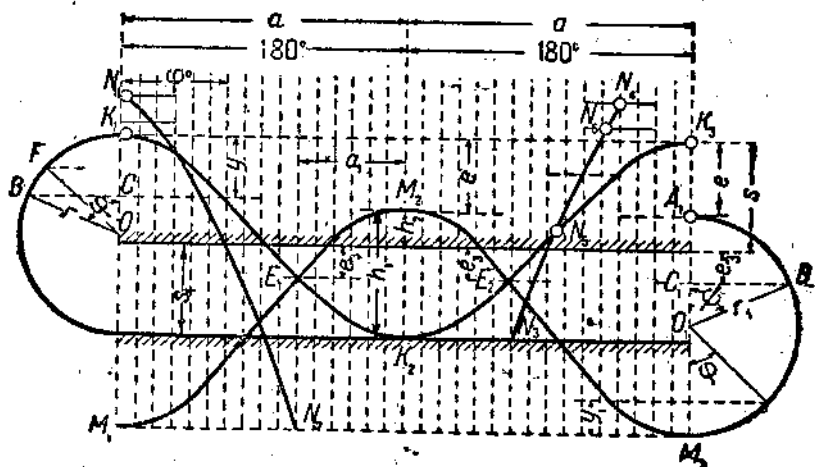
Для нижнего положения поршня ($y_{\max}=2r$)

$$y_{1\max} = \frac{P}{P_3 - P_1} 2r.$$

Высший уровень в кольцевом пространстве должен отстоять на некоторую величину e_1 от крышки (фиг. 324). Поэтому низший уровень воды в кольцевом пространстве цилиндра должен отстоять от крышки на величину $e_1 + y_{1\max}$.

Верхняя кромка поршня при своем высшем положении отстоит на величину e_2 от крышки (фиг. 324). Поэтому точки M_1 и M_2 на фиг. 325, соответствующие нижшему уровню в кольцевом пространстве цилиндра, должны лежать ниже точек K_1 и K_2 на величину

$$e_1 + e_2 + y_{1\max} = e + y_{1\max}$$



Фиг. 325. Диаграмма для расчета насоса.

(e — конструктивно выбираемый размер, равный $e_1 + e_2$).

Вся диаграмма перемещения уровня воды в цилиндре $M_1M_2M_3$ может быть вычерчена или по точкам — вычислением ординат y_1 по уравнению (68), или графическим путем. В последнем случае из точки O_1 (фиг. 325) описывается полуокружность, проходящая через точку M_2 , радиусом

$$r_1 = \frac{P}{P_3 - P_1} r, \quad (69)$$

и для различных углов поворота ϕ фиктивного кривошипа r_1 определяются ординаты y_1 кривой $M_1M_2M_3$.

Кривые $K_1K_2K_3$ и $M_1M_2M_3$ пересекаются в точках E_1 и E_2 . В этих точках уровень воды в цилиндре и верхняя кромка поршня совпадает. В точке E_1 начинается влияние воды в поршень, в точке E_2 оно прекращается. Ординаты между кривыми $E_1M_2E_2$ и $E_1K_2E_2$ показывают высоту напора воды при переливании, длина E_1E_2 — продолжительность переливания.

3. Диаграммы перемещения внутреннего уровня воды (в поршне).

При верхнем положении поршня все внутреннее пространство его до клапанов заполнено водой. Если поршень опустится на величину y , то внутри цилиндра освободится объем Fy . Этот объем согласно обозначений на фиг. 324 равен

$$Fy = V + (F - F_2)y + (F_2 - F_3)z, \quad (70)$$

$$z = \frac{F_2y - V}{F_3 - F_2}. \quad (71)$$

F_2, F_3 — площади, соответствующие диаметрам D_2, D_3 .
 V — объем воздуха в насосе при наивысшем положении поршня, наполненного до краев водою:

$$V = V_1 + V_2,$$

где V_1 — объем воздуха в клапанном гнезде,

V_2 — объем воздуха в кольцевом пространстве между краем поршня и крышкой цилиндра.

По формуле (71) строится кривая N_1N_2 (фиг. 325) изменения уровня воды в поршне (отрезки z откладываются от кривой K_1K_2). Кривая N_1N_2 построена лишь до начала вливания воды в поршень (точка E_1), так как, начиная с этого момента, закон изменения уровня воды в поршне зависит также от количества вливающейся воды. Исследование этого вопроса практического значения не имеет, а потому пропускается.

На протяжении участка E_1E_2 в поршень поступит некоторое количество воды Q_1 (через окна из кольцевого пространства цилиндра). Поэтому при восходящем движении поршня, начиная с момента конца вливания (точка E_2), объем воздуха между внутренним уровнем воды и клапанами будет на величину Q_1 меньше, чем при тех же положениях поршня в период его опускания.

Формулы (70) и (71) для восходящего движения поршня примут вид:

$$Fy - Q_1 = V + (F - F_2)y + (F_2 - F_3)z$$

$$z = \frac{F_2y - V - Q_1}{F_3 - F_2}. \quad (72)$$

По этой формуле строится кривая N_3N_4 . В точке N_3 величина $z = 0$, т. е. уровень воды совпадает с верхней кромкой поршня. При этом согласно формулы (72)

$$F_2y - V - Q_1 = 0,$$

$$y = \frac{V + Q_1}{F_2}. \quad (73)$$

Когда вода дойдет до нижней части клапанного гнезда (точка N_4), то объем воздуха сделается равным V_1 ; соответствующее положение поршня определится из уравнения

$$Fy - V_1 - Q_1 = 0,$$

$$y = \frac{V_1 + Q_1}{F}. \quad (74)$$

Наконец, когда вода достигнет клапана (точка N_1) и объем воздуха делается равным нулю (начнется вытекание воды), то

$$\begin{aligned} Fy - Q_1 &= 0, \\ y &= \frac{Q_1}{P}. \end{aligned} \quad (75)$$

Положение кривошипа OF , соответствующее точке N_1 , образует приблизительно угол 45° с мертвым положением OK_1 . Таким образом протекание объема воды Q_1 через клапаны совершается приблизительно за время поворота кривошипа на угол 45° , т. е. за время $\frac{1}{8}$ оборота.

Определение основных размеров насоса.

Положим, насос должен откачивать в секунду $W + G$ куб. метров смеси охлаждающей воды и конденсата и L куб. метров воздуха (§ 106.). При числе оборотов n кривошипа насоса откачивается за один оборот

$$Q_1 = \frac{60(W + G)}{n} \text{ куб. метров воды}$$

$$Q_2 = \frac{60L}{n} \text{ куб. метров воздуха.}$$

Обозначим:

i — число нагнетательных клапанов;

f — свободную площадь прохода клапана в м^2 ;

w — скорость воды при проходе через клапан в м/сек ;

T — время одного оборота в секундах ($T = \frac{60}{n}$).

Принимая во внимание, что весь объем воды Q_1 проходит через клапаны за время $\frac{T}{8}$ оборота, найдем:

$$ifw \frac{T}{8} = Q_1,$$

откуда живое сечение клапана

$$f = \frac{8 Q_1}{i w T}. \quad (76)$$

Скорость w можно принять $2 \div 4 \text{ м/сек}$.

Обозначив коэффициент сужения полной площади клапана через α (обычно $\alpha = 0,60 \div 0,65$), найдем диаметр клапана

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\alpha\pi}}.$$

При переходе к конструктивному вычерчиванию насоса определяются: диаметр D_1 расположением i клапанов по окружности с необходимыми расстояниями между ними и диаметр поршня D (фиг. 324).

Расстояние s от верхнего края окон до кромки поршня в его высшем положении определяется по уравнению

$$\begin{aligned} Fs &= Q_1 + Q_2, \\ s &= \frac{Q_1 + Q_2}{P}. \end{aligned} \quad (77)$$

Диаметр вытеснителя D_2 определяется из условия, чтобы при ходе поршня вверх вода не выливалась из поршня обратно в корпус, т. е. чтобы при закрытии окон уровень воды в поршне был бы ниже края поршня на некоторую величину z .

При $y=s$ из уравнения (72) имеем

$$z = \frac{F_2 s - V - Q_1}{F_2 - F_1},$$

откуда

$$F_2 = \frac{F_1 z + V + Q_1}{s + z}. \quad (78)$$

Объем V вычисляется по чертежу, диаметр D_2 выбирается на конструктивных соображениях, z принимается около 20 мм.

Задавшись высотой окон s_1 , определяем радиус кривошипа r из уравнения

$$2r = s + s_1,$$

$$r = \frac{s + s_1}{2}. \quad (79)$$

По определении этих величин, можно вычертить диаграмму, представленную на фиг. 325. Так как диаметр D_2 нам пока неизвестен, порядок построения несколько отличается от изложенного выше.

Вычерчивается кривая $K_1 K_2 K_3$ и намечается точка M_3 кривой $M_1 M_2 M_3$ на расстоянии e ниже горизонтали $K_1 K_3$. Проводятся горизонтальные линии, ограничивающие высоту окон (на фиг. 325 эти линии заштрихованы по всей длине диаграммы): нижняя линия проходит через точку K_2 , верхняя на расстоянии s_1 от нее.

Точки E_1 и E_2 должны лежать ниже верхнего края окон на некоторую величину e_2 , которая выбирается так, чтобы до начала вливания и после конца его воздух из корпуса мог свободно проходить в насос (часто $e_2 \approx 25$ мм). Выбрав величину e_2 , находим положение точек E_1 и E_2 .

Теперь определяем величину радиуса r_1 из условия, чтобы кривая $M_1 M_2 M_3$ прошла через три заданные точки: E_1 , M_2 и E_2 . Из фиг. 325 следует

$$O_1 C_1 = O_1 A_1 - C_1 A_1$$

или

$$r_1 \cos \phi = r_1 - (e_2 + s - e),$$

$$r_1 = \frac{e_2 + s - e}{1 - \cos \phi}. \quad (80)$$

Угол ϕ соответствует части кривой $E_1 M_2$ и на фиг. 325 измеряется отрезком a_1 . При этом

$$\frac{\phi}{180^\circ} = \frac{a_1}{a},$$

$$\phi = \frac{a_1}{a} 180^\circ.$$

Диаметр корпуса D_1 определяется из уравнения (69):

$$F_2 = F \frac{r}{r_1} - F_1. \quad (81)$$

Таким образом определены все основные размеры насоса. Необходимо проверить лишь, вливается ли действительно на протяжении пути $E_1 E_2$ заданное количество воды Q_1 .

Для этого разделим длину диаграммы на несколько равных частей (30—40). Время, соответствующее одному делению, обозначим t сек ($t = \frac{60}{n x}$, где x — число делений), средние высоты напоров на протяжении каждого промежутка между точками E_1 и E_2 — h_1 и h_2 метров. В таком случае по известной формуле водослива количество воды, притекающее за промежуток времени t ,

$$q = \frac{2}{3} \mu \sqrt{2g} \left(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}} \right) b t, \quad (82)$$

где μ — коэффициент расхода, который можно принять 0,6,

b — ширина всех окон в м.

Определив количество воды q для всех промежутков времени вливания между точками E_1 и E_2 , найдем полное количество воды, принятой насосом,

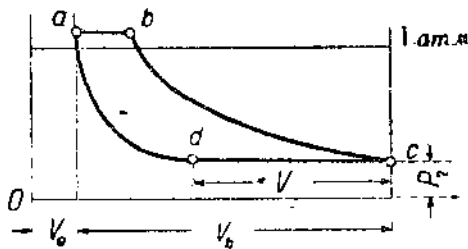
$$Q_1 = \Sigma q.$$

Величина эта, конечно, должна быть не менее заданной. В противном случае приходится изменять высоту окон, что связано с переделкой расчета

§ 109. Поршневые воздушные насосы.

Эти насосы применялись до последнего времени при конденсаторах смешения с противотоком и при поверхностных конденсаторах.

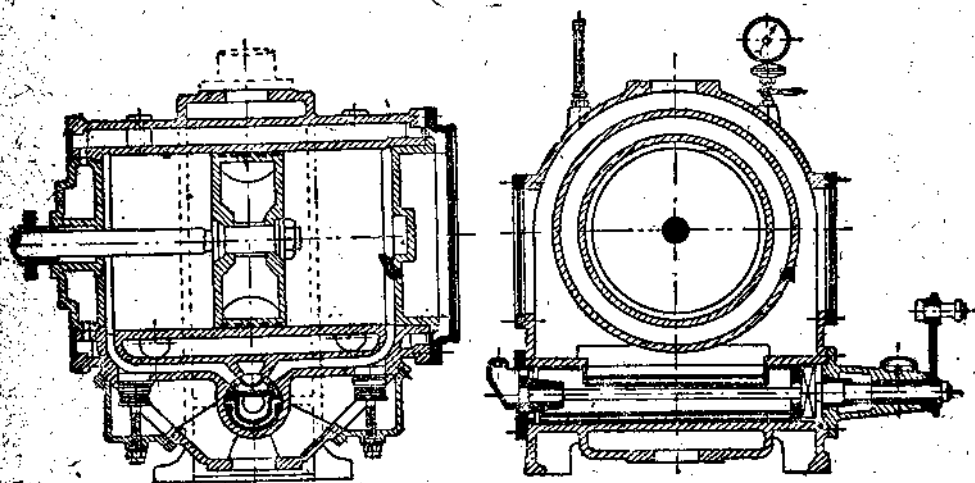
Назначение их — откачивать воздух из конденсатора, общая же конструкция их приближается к конструкции паровой машины. Во время первого хода поршня воздух всасывается при давлении несколько меньшем конденсаторного, при обратном ходе — воздух сжимается до давления около 1,1 *ата* и выталкивается через нагнетательные клапаны. На индикаторной диаграмме насоса (фиг. 326) линия cb представляет сжатие засосанного воздуха, ba — выталкивание, ad — расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве, dc — всасывание.



Фиг. 326. Индикаторная диаграмма воздушного насоса.

На к. п. д. насоса оказывает большое влияние объем вредного пространства: всасывание может начаться лишь тогда, когда воздух в цилиндре, расширяющийся по кривой ad , достигнет давления, несколько ниже конденсаторного. При рабочем объеме цилиндра V_h может быть засосан лишь

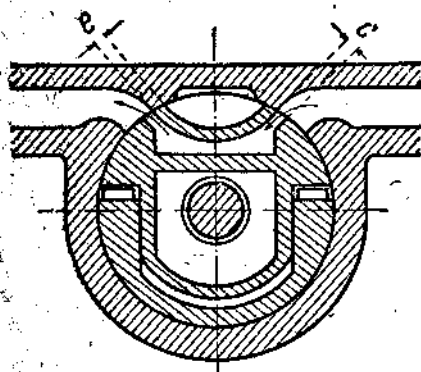
объем, измеряемый отрезком V , который тем меньше, чем больше вредное пространство. При давлении в конденсаторе $p_1 = 0,1 \text{ атм}$ и величине вредного пространства 5%, объем V составляет всего лишь половину V_A .
 Отношение $\frac{V}{V_A}$ называется объемным к. п. д.



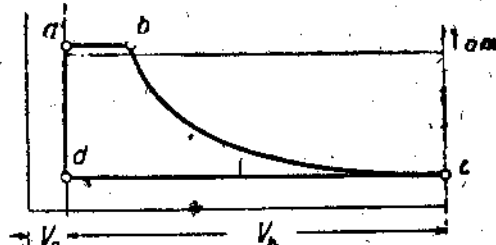
Фиг. 327. Поршневой воздушный насос.

Для повышения этого коэффициента управление впуском воздуха производится при помощи золотника с перепуском системы Вейсса.

На фиг. 327 изображен насос, снабженный золотником (краном) этой системы, а на фиг. 328 поперечное сечение золотника показано в большем масштабе.



Фиг. 328. Золотник с перепуском системы Вейсса.



Фиг. 329. Индикаторная диаграмма воздушного насоса.

Золотник помещен под цилиндром, по средине его, и управляет впуском воздуха в обе полости. Нагнетательные клапаны расположены снизу, по одному на каждую полость. На фиг. 328 золотник изображен в среднем положении. Впуск воздуха в левую полость начнется при повороте золот-

ника на величину внешней перекрышки e . В золотнике сделан канал шириной e , который при среднем положении золотника соединяет обе полости цилиндра между собой. При этом происходит перепуск воздуха из вредного пространства той полости, где начинается расширение, в по-ость, где происходит всасывание. Давление в первой полости поэтому мгновенно падает и выравнивается с давлением всасывания. Индикаторная диаграмма принимает вид, показанный на фиг. 329, и объемный к. п. д. доходит до 97%. При этом, конечно, благодаря увеличению площади индикаторной диаграммы повышается и затрата работы на привод насоса. Для уменьшения расхода энергии на работу насоса стремятся проводить процесс изотермически, т. е. с отводом тепла, образующегося во время сжатия воздуха. Для этого цилиндр насоса и крышки его снабжают водяным охлаждением.

§ 110. Струйные воздушные насосы¹.

В последнее время широкое распространение получили струйные насосы для отсасывания воздуха, работающие водой или паром по принципу эжектора.

Конструкция такого водоструйного аппарата (фирмы MAN) представлена на фиг. 330. По трубе B поступает под давлением вода, подаваемая центробежным насосом. По выходе из сопла вода, обладая значительной скоростью, увлекает с собою частицы воздуха, засасываемого из конденсатора по трубе L . В диффузоре R кинетическая энергия струи превращается в потенциальную, благодаря чему давление смеси при выходе несколько превышает атмосферное давление. В случае прекращения работы насоса, подающего воду, давление в трубе B падает, и под действием пружины открывается клапан S , впускающий в прибор атмосферный воздух. При этом закрывается обратный клапан N , разобщающий прибор с конденсатором. При возрастании давления в трубе B клапан S закрывается под давлением воды через трубку P на поршень клапана.

На фиг. 331 представлен общий вид конденсационной установки фирмы MAN с водоструйным прибором для отсасывания воздуха. Конструкция конденсатора была описана в § 103 (фиг. 311). Работа установки ясна из чертежа. Отдельные части устройства снабжены следующими обозначениями:

A — патрубок для выпуска пара в атмосферу в случае поломки конденсационного устройства;

J — трубопровод для подачи охлаждающей воды в конденсатор;

P — центробежный насос для откачивания продуктов конденсации;

E — труба, отводящая продукты конденсации;

Z — труба, подводящая продукты конденсации к насосу;

P_1 — насос, подающий воду к водоструйному аппарату;

B — водяной трубопровод к нему;

D — водоструйный аппарат для отсасывания воздуха;

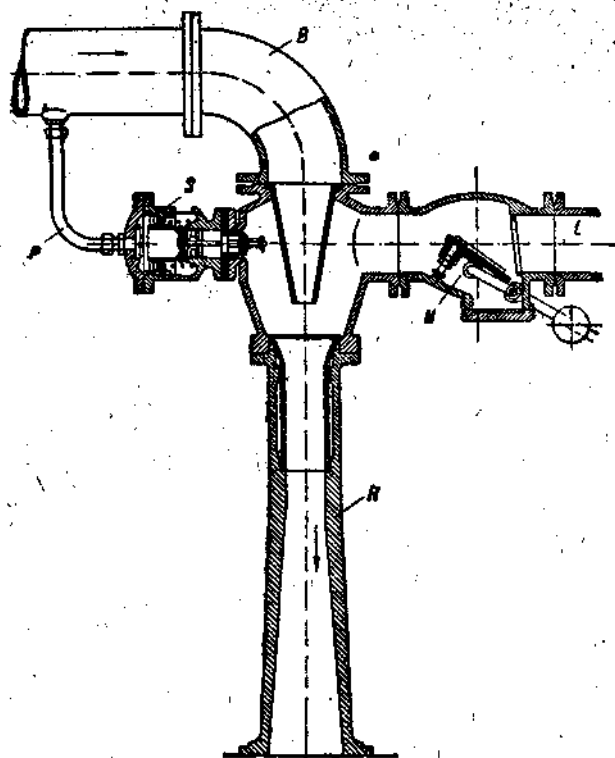
S — воздушный клапан (фиг. 330);

R — диффузор;

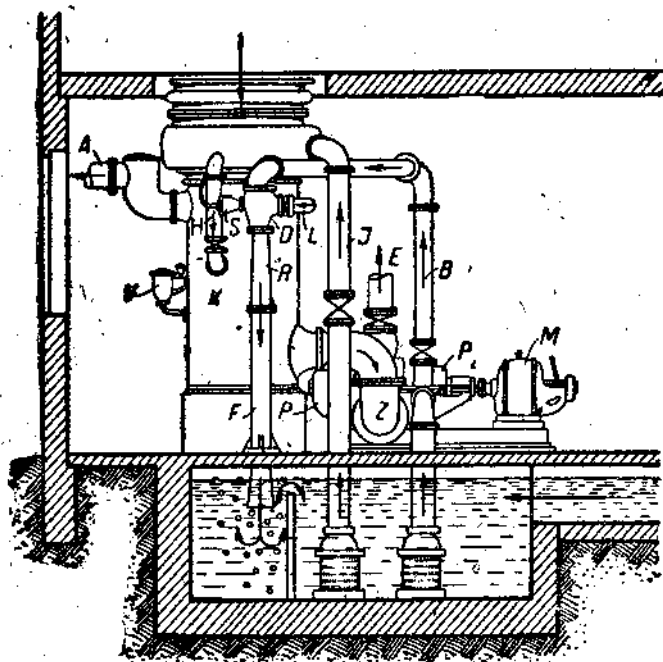
F — труба, отводящая смесь воды и воздуха;

L — воздушная труба из конденсатора;

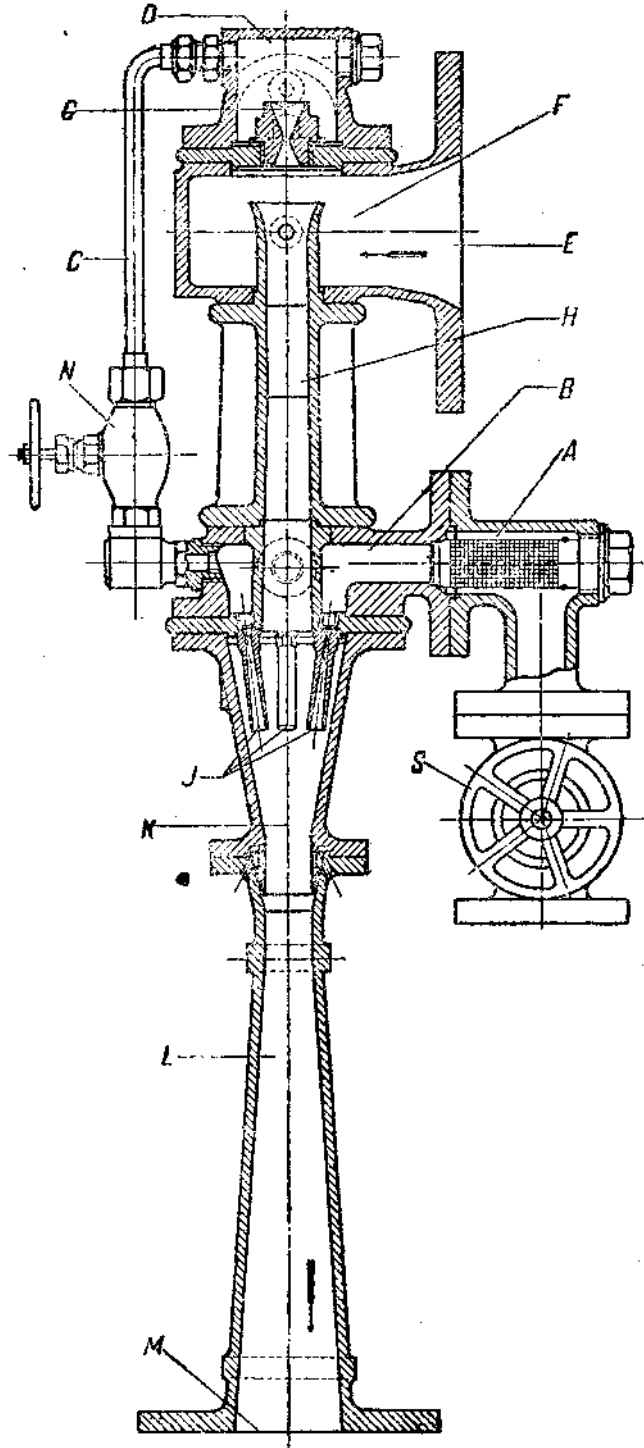
¹ Подробнее см. Г. С. Жирницкий, Паровые турбины.



Фиг. 330 Водоструйный аппарат для откачивания воздуха фирмы MAN.



Фиг. 331. Конденсационная установка фирмы MAN.



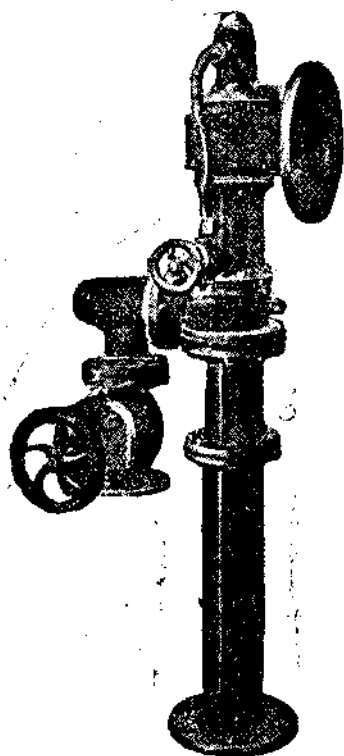
Фиг. 332. Пароструйный прибор для отсасывания воздуха.

H — дополнительная подача холодной воды в конденсатор для охлаждения воздуха (фиг. 311);

K — конденсатор;

V — прибор для автоматического впуска воздуха в конденсатор (фиг. 311);

M — электромотор, приводящий водяные насосы.



Фиг. 333. Пароструйный прибор для отсасывания воздуха.

В пароструйных аппаратах, работающих по тому же принципу, что и водоструйные, применяют весьма высокие скорости пара ($800 + 1200$ м/сек вместо $25 + 30$ м/сек в водоструйных приборах). При высоком вакууме сжатие смеси воздуха и пара обычно происходит в два приема — в двух диффузорах. Примером конструкции такого аппарата может служить изображенный на фиг. 332.

Пар, поступающий через вентиль *S*, частично проходит по трубе *C* к верхнему соплу *G* и засасывает воздух через патрубок *E*. Давление в патрубке *E* обозначим p_2 . В первом диффузоре *H* воздух сжимается до давления p_3 , большего, чем p_2 , но ниже атмосферного. Пар, выходящий из сопел *I*, увлекает воздух во второй диффузор *L*, при выходе из которого давление смеси несколько превышает атмосферное.

На фиг. 333 представлена фотография прибора подобной же конструкции.

Водо- и особенно пароструйные приборы весьма просты по конструкции и в отношении ухода за ними. Они могут давать высокий вакуум, расход же энергии для их обслуживания (центробежный насос для подачи воды, пар в пароструйных приборах) примерно такой же, как и для других систем насосов.

Особенно распространены инжекторы в установках, обслуживающих паровые турбины.

§ 111. Вторичное охлаждение воды.

Если по местным условиям необходимое количество охлаждающей воды не может быть получено из реки или колодца, или если некуда спустить большое количество отработавшей воды, приходится устраивать искусственное охлаждение последней с тем, чтобы работать с постоянным запасом воды, пополняя только убыль от испарения.

В простейшем случае воду из конденсатора можно выпускать в какой-нибудь бассейн, имеющий значительную поверхность охлаждения.

Такой способ можно рекомендовать лишь при наличии свободной площади земли в случаях, где не требуется совершенно охлаждения воды. Преп-

муществом является лишь то обстоятельство, что для охлаждения воды не требуется расхода энергии; вода поступает в бассейн самотеком.

Основной недостаток тот, что поверхность охлаждения бассейна должна быть очень велика: на 1 л. с. мощности машины требуется около 3 м² водяной поверхности. Бассейн должен быть бетонирован, стоимость его поэтому велика, в жаркую же погоду охлаждение воды незначительно.

Независимо от вышесказанного бассейн может применяться поэтому лишь при конденсационных установках с невысоким вакуумом.

Более совершенное охлаждение дает бассейн с разбрызгивающим устройством, дающим над поверхностью бассейна ряд фонтанов. Особенно известны разбрызгиватели Кертинга, которые тонко распыляют поступающую из конденсатора воду. При этом происходит в зависимости от температуры воздуха более или менее интенсивное охлаждение воды.

В фонтанирующих устройствах поверхность бассейна может составлять до 1½ м² на 1 л. с. мощности машины.

Вода при сухом воздухе может быть охлаждена до температуры последнего, при влажном — на 4—10° выше температуры воздуха. В летние месяцы поэтому и этот способ не вполне удовлетворителен. К недостаткам этого охлаждения относится также то, что разбрызгиваемая вода может относиться от бассейна в стороны ветром, и таким образом получается непроизводительный расход воды.

Конструкция распылителя Кертинга показана на фиг. 334. Вода подается к распылителю под давлением около 2 атм.

Наиболее совершенным способом охлаждения воды является применение башенных охладителей с естественной или искусственной тягой воздуха.

Принцип действия башенного охладителя выясняется из фиг. 335. Над бетонированным бассейном помещается ряд желобов, в которые поступает вода из конденсатора. Желоба имеют в дне отверстия, из которых вода струйками падает вниз. По пути воды ставятся решетки: при ударе о них вода разбрызгивается. Над бассейном устроена башня, действующая подобно дымовой трубе для возбуждения тяги воздуха (тяга происходит благодаря разности температур внизу и над башней). Иногда применяется искусственная тяга при помощи вентилятора, подающего воздух в градирню.

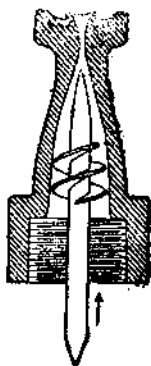
Вода в градирне охлаждается отчасти путем непосредственной отдачи тепла, благодаря соприкосновению с более холодным воздухом, главным же образом вследствие отнятия тепла при испарении воды и насыщении влагой воздуха.

Как известно, в атмосферном воздухе имеется некоторое количество паров воды. По закону Дальтона, атмосферное давление p_a складывается из парциальных давлений воздуха (p_a) и водяных паров (p_n):

$$p_a = p_a + p_n$$

При этом 1 кг чистого воздуха занимает объем

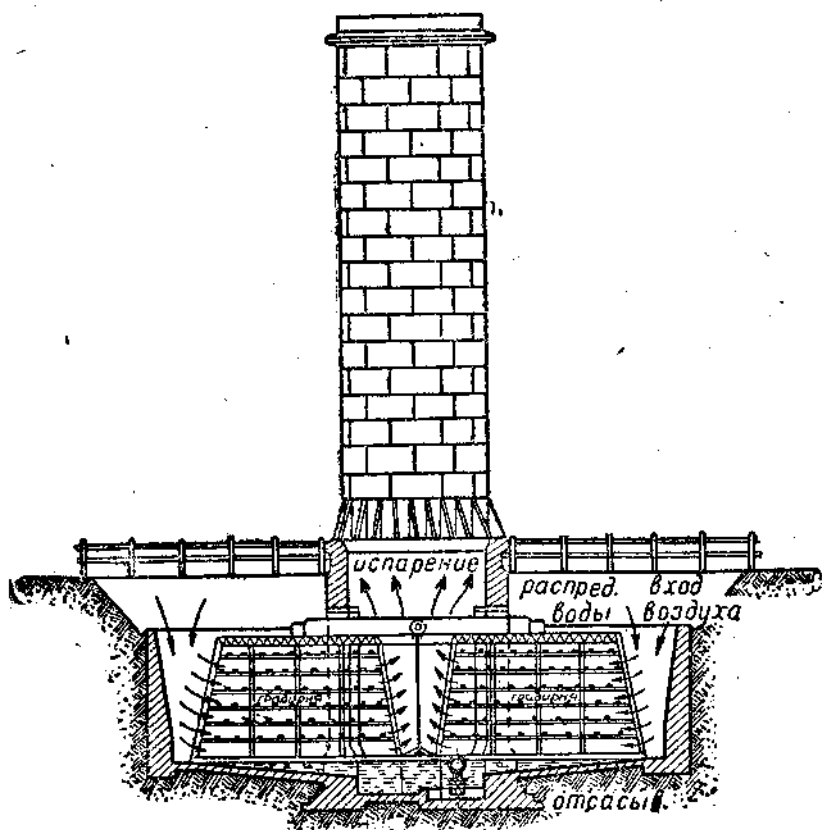
$$v = \frac{RT}{1000 p_a} \text{ м}^3,$$



Фиг. 334. Распылитель Кертинга

где R_g — газовая постоянная воздуха, равная 29,8; T — абсолютная температура воздуха ($T = 273 + t$).

В объеме v независимо от воздуха может находиться некоторое количество водяных паров. Наибольшее количество этих последних определяется по температуре t воздуха, а именно: температура насыщения водяных паров,



Фиг. 335. Башенный охладитель.

соответствующая их парциальному давлению, максимально может составлять P . В этом случае в 1 м^3 воздуха может находиться γ килограммов пара, где последняя величина находится по таблицам для пара как удельный вес пара, температурой P и соответствующим ей давлением P'' . Воздух при этом, как говорят, насыщен парами воды. Если в 1 м^3 воздуха заключается не γ , а γ' килограммов пара, то величину γ' называют абсолютной влажностью воздуха, а отношение

$$P = \frac{\gamma'}{\gamma}$$

относительной влажностью воздуха.

Парциальное давление пара в этом последнем случае с достаточной степенью точности может быть принято

$$p_n = \varphi p_n''.$$

Атмосферный воздух, соприкасаясь с нагретой водой в градирне, насыщается парами воды, и, если влажность его составляла γ' кг/м³, он может захватить с собою еще $\gamma - \gamma'$ кг/м³ водяных паров. При испарении $\gamma - \gamma'$ килограммов воды отнимается соответствующая теплота парообразования от остального количества воды, и последняя охлаждается. При этом температура воды по охлаждению может быть ниже температуры воздуха. Предел охлаждения воды устанавливается парциальным давлением пара p_n при относительной влажности φ . А именно, когда охлаждаемая вода достигнет температуры t_n , соответствующей этому давлению p_n , то дальнейшее охлаждение невозможно: воздух в слоях, соприкасающихся с водой, имеет ту же температуру t_n и, следовательно, насыщен парами воды, вследствие чего дальнейшее испарение воды прекращается. Температура t_n называется точкой росы, так как при малейшем ее понижении начинается частичное сгущение пара — выделение воды.

Количество тепла, отнимаемого от воды в градирне, может быть определено следующим образом¹.

Если через градирню проходит L кг/час чистого (т. е. без водяных паров) воздуха, то он отнимает от воды количество тепла

$$Q_L = c_p L (t_a - t_s), \quad (83)$$

где теплоемкость воздуха $c_p = 0,24$ кал/кг;

t_a — температура воздуха по выходе из охладителя;

t_s — » » при входе в него.

Обозначим далее:

v_s и v_a — удельные объемы чистого воздуха в м³/кг при входе и при выходе из охладителя;

γ_s и γ_a — удельные веса пара в кг/м³ при температурах t_s и t_a ;

φ_s и φ_a — относительные влажности воздуха при входе и при выходе из охладителя.

При этих обозначениях содержание пара в 1 кг чистого воздуха, согласно сказанному выше, будет составлять:

при входе в охладитель

$$d_s = \varphi_s \gamma_s v_s,$$

при выходе из него

$$d_a = \varphi_a \gamma_a v_a.$$

¹ Hoefel, Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen, Berlin 1926.

Таким образом количество пара, захваченного L килограммами воздуха, или, что то же самое, количество испаренной воды, составляет

$$L(d_a - d_s) = L(\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_s \gamma_s v_s) = W_1 - W_2,$$

где W_1 — количество воды, поданной из конденсатора (в кг/час), W_2 — количество воды, отводимой из градирин.

$$W_2 = W_1 - L(\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_s \gamma_s v_s). \quad (84)$$

Обозначим теплосодержание сухого насыщенного пара: i_s при температуре t_s , i_a — при температуре t_a (или при соответствующих парциальных давлениях p_{sa} и p_{sa}). Таким образом с паром, заключающимся в воздухе, в охладитель подводится $\varphi_s \gamma_s v_s i_s L$ калорий тепла, а отводится $\varphi_a \gamma_a v_a i_a L$ калорий. Тепловой баланс охладителя выражается поэтому следующим уравнением:

$$W_1 t_1 + c_p t_s L + \varphi_s \gamma_s v_s i_s L = W_2 t_2 + c_p t_a L + \varphi_a \gamma_a v_a i_a L, \quad (85)$$

где t_1 и t_2 — температура воды при входе и при выходе из охладителя. В каждой из частей уравнения первый член обозначает количество тепла, заключающееся в воде, второй — в воздухе, третий — в водяных парах, находящихся в воздухе.

Из величин, входящих в уравнение (85), для работающего охладителя W_1 , W_2 , t_1 , t_2 , c_p , t_s , φ_s и φ_a могут быть непосредственно измерены, γ_s , γ_a , i_s , i_a — взяты из таблиц для пара, $c_p = 0,24$ кал/кг. Удельные объемы v_s и v_a могут быть определены по формулам:

$$v_s = \frac{R_s T_s}{10000 p_{sa}}; \quad v_a = \frac{R_a T_a}{10000 p_{sa}}$$

где:

$$T_s = 273 + t_s; \quad T_a = 273 + t_a$$

$$p_{sa} = p_a - p_{sa}; \quad p_{sa} = p_a - p_{sa}$$

Наконец

$$p_{sa} = \varphi_s p''_s; \quad p_{sa} = \varphi_a p''_a,$$

где давления p''_s и p''_a находятся по таблицам для пара по температурам t_s и t_a .

По Гаусбранду, относительная влажность φ воздуха в средних широтах на высоте 300 м над уровнем моря может быть принята в процентах:

весной	летом	осенью	зимой	средняя годовая
75	67	77	83	75

Из уравнений (84) и (85) можно определить необходимое для охлаждения количество воздуха

$$L = \frac{W_1 (t_1 - t_2)}{\varphi_s \gamma_s v_s (i_s - i_a) + \varphi_a \gamma_a v_a (i_a - i_s) - c_p (t_a - t_s)} \text{ кг/час.} \quad (86)$$

Определение размеров охладителя чисто расчетным путем, не базируясь на опытных данных, невозможно. Мыведем, однако, некоторые формулы, устанавливающие связь между различными величинами, влияющими на размеры охладителя.

Как мы указывали, тяга воздуха возбуждается обычно башней, в основании которой (собственно в градирне) воздух легче, чем в окружающей среде. Между силой тяги и количеством охлаждающего воздуха может быть установлена определенная зависимость.

В соответствии с фиг. 336, пусть обозначают:

H_B — высоту в м, на протяжении которой струйки воды соприкасаются с воздухом, H_k — высоту башни, $H = H_k + H_B$, γ_A — удельный вес наружного атмосферного воздуха в кг/м³, γ_R — удельный вес воздуха в градирне (на протяжении высоты H_R), γ_k — средний удельный вес воздуха в башне, γ_w — удельный вес воды.

Тогда сила тяги

$$Z = H \frac{\gamma_A}{\gamma_w} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_w} - H_k \frac{\gamma_k}{\gamma_w} = \frac{1}{\gamma_w} (H\gamma_A - H_R\gamma_R - H_k\gamma_k) \text{ м вод. ст.}$$

Из этой величины часть ϵZ расходуется на преодоление сопротивлений, так что для создания скорости воздуха используется тяга $(1 - \epsilon) Z$ м вод. ст. или $(1 - \epsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_k}$ м столба смеси воды и водяного пара.

Скорость воздуха в башне

$$w_k = \sqrt{2g(1 - \epsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_k}}$$

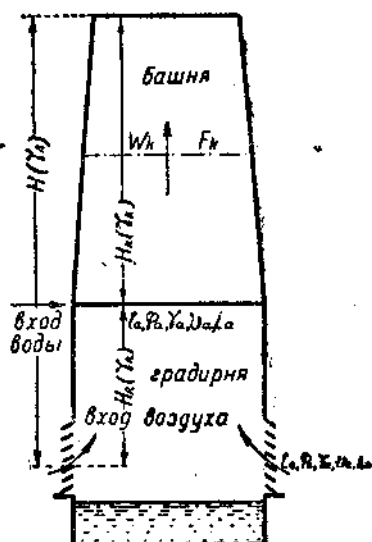
$$w_k = \sqrt{2g(1 - \epsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \text{ м/сек.}$$

При средней величине площади поперечного сечения башни F_k (в м²) количество протекающего чистого воздуха

$$L = 3600 F_k w_k \gamma_k.$$

$$\gamma_k = \gamma_k - \epsilon \gamma_w$$

(γ_k соответствует температуре t_k).



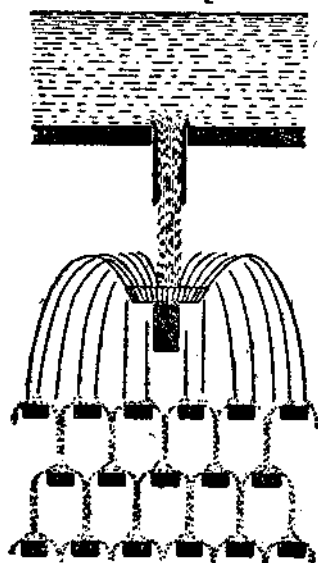
Фиг. 336. Схема башенного охладителя.

Подставляя значение w_k , находим

$$L = 3600 (\gamma_k - \varphi_a \gamma_a) F_k \sqrt{2g(1-\epsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \text{ кг/час.} \quad (87)$$

Пользуясь формулой (86), приходим, наконец, к уравнению:

$$\begin{aligned} & \frac{W_1(t_1 - t_2)}{c_p(t_a - t_a) + \varphi_a \gamma_a v_a(t_a - t_2) - \varphi_a \gamma_a v_a(t_a - t_2)} = \\ & = 3600 (\gamma_k - \varphi_a \gamma_a) F_k \sqrt{2g(1-\epsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)}. \quad (88) \end{aligned}$$



Фиг. 337. Схема разбрызгивания воды.

Далее можно задаться температурой t_a , которая, по опытным данным, может быть принята

$$t_a = t_1 - (7 \div 9^\circ).$$

По формуле (88) может быть определена высота H_k (а следовательно и H), которая обычно составляет $10 \div 30 \text{ м}$.

Так как коэффициент потери ϵ зависит от многих факторов и незначительное изменение его существенно влияет на размеры охладителя, — вышеприведенный метод расчета не является вполне удовлетворительным и служит более для выяснения теории процесса, чем для практических целей.

Площадь, занимаемая башенным охладителем с естественной тягой, составляет обычно $1 \div 1,5 \text{ м}^2$ на 100 кг/час пара, расходуемого машиной. При ограниченной площади, или в том случае, когда естественной тягой не достигается нужное охлаждение воды, можно применить искусственную тягу

Скорость воздуха w_k достигает обычно величины 1 м/сек .

Удельный вес γ_k определяется для воздуха, насыщенного парами воды, при температуре $\frac{1}{2}(t_a + t_a)^\circ$ и при давлении p_a .

γ_k в достаточной мере точно может быть определен по состоянию атмосферы (p_a , φ_a , t_a) при выходе из градирни. φ_a обычно можно считать равной 1.

Коэффициент потери ϵ , по Геферу, можно принимать равным $0,95$, т. е. всего лишь 5% тяги идет на создание скорости воздуха.

При проектировании охладителя величины W_1 , t_1 , t_2 , p_a , t_a и φ_a являются заданными. Величинами F_k и H_R следует задаться. При этом предварительно определяют площадь поперечного сечения градирни F_R , принимаемую обычно

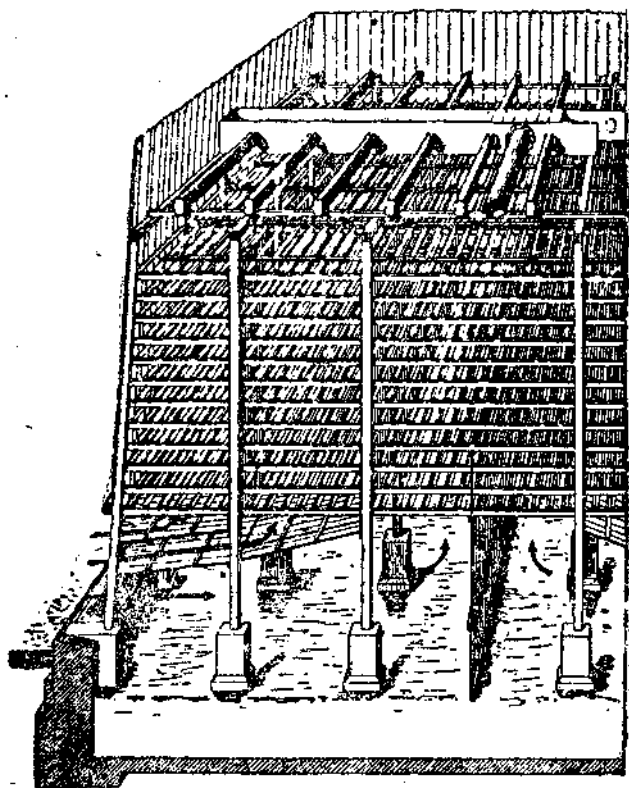
$$F_R = \frac{W_1}{3000} + \frac{W_1}{4000} \text{ кв. метров.}$$

F_k выбирается несколько меньше F_R .

H_R составляет обычно $4 \div 8 \text{ м}$.

(вентилятором), при которой площадь, занимаемая охладителем, уменьшается до $0,3 - 0,7 \text{ м}^2$ на 100 кг/час пара. Однако потребление энергии вентилятором настолько значительно, что искусственная тяга в большинстве случаев оказывается экономически невыгодной.

Башенные охладители изготавливаются обычно деревянными или из железного каркаса с деревянной обшивкой. Реже встречаются охладители железобетонные, кирпичные и железные. Деревянные части устройства должны быть окрашены или пропитаны растворами, предохраняющими от гниения.

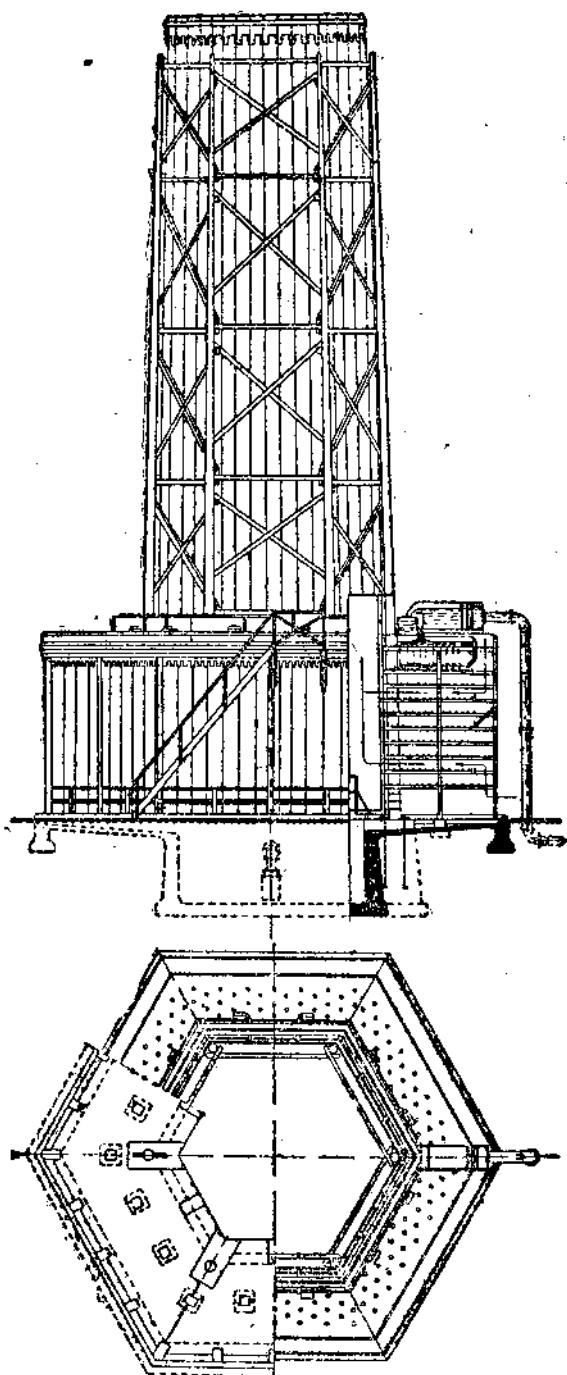


Фиг. 338. Градирня.

Железные части также должны быть окрашены краской, препятствующей ржавлению. Железобетонные охладители значительно дороже деревянных, но первоначальные затраты окупаются иногда немалыми расходами на амортизацию и в особенности на ремонт.

Способы разбрызгивания воды применяются самые различные. Один из них изображен на фиг. 337. Вода из распределительного желоба (желоба ставятся друг от друга на расстоянии $40 - 60 \text{ см}$) падает на тарелку, в которой вода разбрызгивается. Ряд планок, расположенных в шахматном порядке, обуславливает разделение воды на мелкие струйки.

Общий вид градирни подобной же системы изображен на фиг. 338, где



Фиг. 839. Башенный охладитель системы Схарф-Блауга.

изображены, в частности жалюзи для подвода воздуха, распределяющие последний по всей ширине градирни.

Весьма рациональная конструкция охладителя предложена фирмой «Скам-Бальке»¹, в которой градирня занимает кольцевую площадь вокруг башни (фиг. 339). Вода стекает с верхней площадки вокруг башни вниз, воздух же движется не навстречу воде, а поперек ее в горизонтальном направлении. При этом уменьшается высота градирни, а следовательно, и расход энергии на привод циркуляционного насоса.

Конструкция охладителя с искусственной тягой представлена на фиг. 340, не требующей особых пояснений.

Так как часть воды в охладителе испаряется, в бассейн градирни должно подаваться определенное количество дозавочной воды. Количество это $W_1 - W_2$ может быть найдено по формуле (84).

§ 112. Маслоотделители:

Маслоотделители ставятся или перед конденсатором, отделяя масло от пара, или за конденсатором, отделяя масло от конденсационной воды.

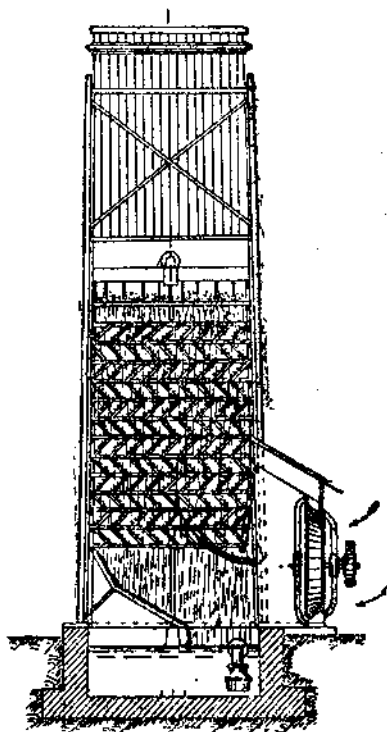
Отделение масла совершенно необходимо в тех случаях, когда конденсационная вода идет для питания паровых котлов. Однако и во всех остальных случаях установка маслоотделителей перед конденсатором желательна, так как этим предохраняется загрязнение трубок поверхностного конденсатора, насосов² и градирни при конденсаторах смешения.

Если пар или вода идут на отопление, то масло должно быть отделено, для того чтобы не загрязнять поверхность нагревательных приборов.

Необходимо иметь в виду, что установка маслоотделителя на паровыпускной трубе повышает сопротивление при проходе пара. Поэтому размеры маслоотделителя надо выбирать так, чтобы его свободно сечение равнялось, по крайней мере площади поперечного сечения паропровода.

Если маслоотделитель ставят за конденсатором, то обычно применяют фильтрующие ящики. Воду пропускают предварительно через ряд ящиков с древесными опилками или другим фильтрующим веществом, которое и задерживает масло.

Для хорошей фильтрации необходимо, чтобы скорость конденсата была возможно меньше, что заставляет давать большие размеры площади фильтра.



Фиг. 340 Башенный охладитель с искусственной тягой.

¹ Société de Condensation et d'Application Mécaniques, Paris.

² Масло вредно влияет на клапаны насосов.

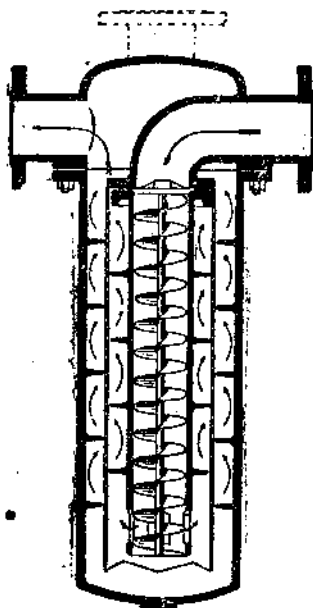
Масло, осажденное в фильтре, использовано быть не может, что является недостатком подобного маслоотделителя.

Маслоотделители на паровых трубах дают возможность собрать масло и вновь пустить его для смазки машины.

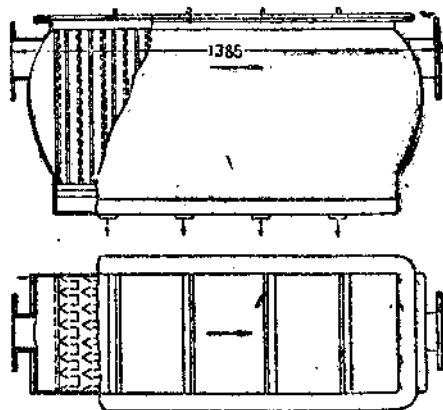
Эти маслоотделители основаны, главным образом, на действии центробежной силы или силы инерции движущихся частиц масла.

Пример конструкции показан на фиг. 341.

Пар с заключающимся в нем маслом движется вниз, быстро вращаясь, благодаря винтовой пластинке, вставленной в трубу. Масло при этом отбрасывается к стенкам и стекает вниз.



Фиг. 341. Паровой маслоотделитель.



Фиг. 342. Паровой маслоотделитель.

По выходе из центральной трубы пар, поднимаясь вверх, встречает на своем пути горизонтальные перегородки, которые заставляют его проходить через отверстия в железном кожухе.

Пар многократно меняет свое направление, и силы инерции более тяжелых, чем пар, частиц масла препятствуют их движению вместе с паром; масло задерживается на стенках кожуха и стекает вниз, откуда может быть выпущено вместе с конденсационной водой.

Если обозначить:

ω — окружную скорость пара на среднем радиусе r спиральной перегородки,

γ_d — удельный вес пара,

γ_w — удельный вес смеси масла с водой, то центробежная сила пара,

$$C_d = \frac{\gamma_d}{g} \omega^2 r,$$

а масляной воды

$$C_w = \frac{\gamma_w}{g} \omega^2 r,$$

откуда

$$C_w = C_d \frac{\gamma_w}{\gamma_d}$$

Подставив

$$\gamma_w = 1000 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_d = 0,066 \text{ кг/м}^3 \text{ (для } p_d = 0,1 \text{ атм)},$$

найдем

$$C_w = 15000 C_d,$$

т. е. стремление частицы масляной воды прилипнуть к стенке трубы в 15 000 раз больше, чем частички пара.

В изображенном на фиг. 342 маслоотделителе пар разбивается полосами углового железа на мелкие струи и ударяется о полосы таврового сечения, заславляющие пар резко изменить свое направление. Инерция тяжелых частиц масла не позволяет им двигаться далее с паром: масло стекает вниз и удаляется через ряд отверстий в корпусе маслоотделителя.

§ 113. Общее расположение конденсационного устройства.

Конденсационное устройство паровых машин помещается обычно в подвале, по возможности непосредственно под машиной. В некоторых конструкциях вертикальных машин конденсатор устанавливается в машинном зале, причем часто (в особенности в судовых установках) собственно конденсатор устраивается в станине машины.

Поршневые насосы только в редких случаях приводятся от самостоятельного двигателя. Обычно же привод осуществляется или от коренного вала машины при помощи кривошипного или эксцентрикового механизма, или же — от возвратно-движущихся частей, например, от кривокопфа (часто в вертикальных машинах), или контрштока.

Центробежные насосы в большинстве случаев приводятся электромоторами.

Если охлаждающая вода берется из реки или иного водоема с неограниченным запасом воды, то последняя или самотеком по бетонированному каналу поступает к насосу при конденсаторе, или же при помощи вспомогательного центробежного насоса подается в какой-либо резервуар, а оттуда в конденсатор.

При искусственном охлаждении воды она подается обычно насосом на градирню и самотеком возвращается к конденсатору.

Общий вид расположения конденсаторов приводится в части IX.

ЧАСТЬ VI.

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

§ 114. Использование тепла в паровых установках и меры к его повышению.

Некоторые данные о к. п. д. паровых машин приводились в § 14.

Основываясь на цифрах табл. 1, а также на данных других испытаний, можно прийти к заключению, что относительный к. п. д. машины возрастает с повышением давления выпуска и увеличением степени перегрева. Вывод этот вполне совпадает со сказанным в § 8—11 относительно потерь в паровой машине.

Средними значениями для $\eta_{\text{м}}$ машин, работающих на конденсацию, нужно считать $0,6 + 0,8$, машин, работающих на атмосферу — $0,7 + 0,8$.

Принимая во внимание величины термического к. п. д. η_t ($0,2 + 0,3$), механического к. п. д. η_m ($\sim 0,9$) и к. п. д. парового котла η_k ($\sim 0,78$), найдем, что в паровой установке используется всего лишь $10 + 20\%$ теплоты топлива.

Легко видеть, что основной потерей в паровой установке является потеря тепла в отработавшем паре. При самых высоких значениях отдельных к. п. д. нельзя ожидать, чтобы общий к. п. д. превысил 25% . Этот предел устанавливается исключительно состоянием пара перед и за машиною и не может быть повышен никакими принципиальными и конструктивными усовершенствованиями машины.

Поэтому, достигнув значительных успехов в конструировании паровой машины, успехов приблизивших действительный процесс к идеальным циклам, современная теплотехника пошла по иному пути повышения экономичности паровых установок.

Естественной явилась мысль об использовании отработавшего в машине пара для тех или иных нужд производства. При этом речь идет, конечно, о непосредственном использовании тепловой энергии пара, так как возможно полное превращение части ее в механическую работу уже совершено в паровой машине.

Предположим, что пар, выпускаемый из машины с теплосодержанием i_2 , направляется в нагревательные приборы, по выходе из которых пар обладает теплосодержанием i_3 . Полный к. п. д. всей установки (машины и нагревательных приборов) окажется равным

$$\eta_{\text{м}} = \frac{682 + \eta(i_2 - i_3) D_k}{C_p Q}$$

(29)

где: η — к. п. д. нагревательных приборов,

D_e — расход пара машиной в кг на эффективную силу-час,

C_e — расход топлива в кг на эффективную силу-час,

Q — полезная теплотворная способность топлива.

Инж. Л. Шнейдер¹ указывает, что подведенные к паровой машине 100 кал тепла распределяются приблизительно следующим образом:

ТАБЛИЦА 11

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА	Работа на конденсацию	Работа на атмосферу
Превращается в полезную механическую работу	16 + 20	12 + 15
Расходуется на работу трения и привод насосов	1,5	1,0
Потеря от начальной конденсации	1,5	1,0
Теплота отработавшего пара	81 + 77	86 + 83
ИТОГО . . .	100	100

Если положить, что в нагревательных приборах используется лишь 50% теплоты поступающего в них пара, то суммарный к. п. д. машинонагревательной установки составляет в среднем около 55% (руководствуясь цифрами предыдущей таблицы). Цифра эта в 3—4 раза превышает к. п. д. установок без использования отработавшего пара.

Для того, чтобы рельефнее выделить теплоиспользование в машине и нагревательных приборах, Шнейдер предлагает вместо полного к. п. д. всей паросиловой установки (включая и котлы), рассматривать суммарный к. п. д. машины и нагревательных приборов.

Этот коэффициент

$$\eta_{\Sigma} = \frac{632 + \eta(i_2 - i_3) D_e}{D_e i_1} \quad (90)$$

В числителе формулы (90) находится количество тепла, приходящееся на 1 л. с. мощности машины, которое полезно использовано в машине и нагревательных приборах; в знаменателе же — полное количество тепла, подведенного к машине на 1 л. с. ее мощности.

В табл. 12 приведен ряд цифр, вычисленных на основании формулы (90) в предположении, что $\eta = 1$, и для случаев, когда $i_3 = 0$ (η_{Σ}' в предпоследней графе) и $i_3 = 100$ кал/кг (η_{Σ}'' в последней графе). В последнем случае предполагается, что из нагревательных приборов выпускается конденсат температурой 100° С.

В первой графе таблицы дан полный расход тепла машиной в калориях на эффективную силу-час.

¹ L. Schneider, Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb, IV Aufl., Berlin 1923. В настоящее время имеется русский перевод этой книги.

Во второй графе указано количество тепла, которое в машине не используется для полезной работы (т. е. разность между полным и полезным расходом тепла).

В третьей графе приведено количество тепла, которое может быть использовано для нагревательных целей. Разница между второй и третьей графами обуславливается такими потерями в машине как механические и от начальной конденсации, которые не превращаются вновь в тепло, повышая теплосодержание отработавшего пара.

Основные цифры таблицы заимствованы из вышецитированной книги Л. Шнейдера как средние данные для рассматриваемых типов машин. Из таблицы следует, что суммарный к. п. д. $\eta_{\text{теп}}$ теплосиловой установки повышается с увеличением противодавления. Объясняется это тем, что поршневые машины особенно выгодно работают в областях высокого давления. Применение перегретого пара также повышает общую экономичность установки.

Указанные в последней графе таблицы цифры дают представление о том, как высок может быть к. п. д. паросиловой установки при использовании отработавшего пара. Практика показывает, что в действительности использование тепла в таких установках доходит до 80%. С этой цифрой не могут конкурировать даже лучшие дизель-моторы, также работающие с использованием отходящих газов и охлаждающей воды (использование отходящего тепла в двигателях внутреннего сгорания по ряду причин не может быть проведено так полно, как в паровых двигателях).

ТАБЛИЦА 12

Род машины	a	b	c	d	e	f	g
	Полный расход тепла кал/л. с. ч.	Неспольз. для механ. работ коллич. тепла кал/л. с. ч.	Полезн. тепло отработ. пара кал/л. с. ч.	$\frac{c}{b}$ в %	$\frac{c}{a}$ в %	$\eta_{\text{теп}}'$	$\eta_{\text{теп}}''$
Машина перегретого пара с конденсацией	4 230	3 600	3 430	96	81	96	93,5
Машина насыщенного пара с конденсацией	5 280	4 650	4 000	86	76	88	86
Машина перегретого пара с выпуском в атмосферу	5 530	4 900	4 780	97,5	86,5	98	96
Машина насыщенного пара с выпуском в атмосферу	7 133	6 500	5 950	91,5	83,5	92,5	90,5
Машина с давлением выпуска 2 атм.	7 130	6 500	6 380	98	89,5	98	97
Машина с давлением выпуска 5 атм.	9 830	9 200	9 080	98,8	92	98,5	97,5

§ 115. Области применения теплоты отработавшего пара.

Теплота отработавшего пара может быть использована для самых разнообразных целей. Особенно широки области применения пара для нагревательных целей в химических производствах. Весьма удобным является использование отработавшего пара в следующих случаях.

1. Для отопления зданий, парового и водяного. При паровом отоплении машина работает с высоким противодавлением ($1,5 - 4 \text{ атм.}$) в зависимости от задания и от протяженности сети. При водяном отоплении возможно применение конденсации с низким вакуумом с таким расчетом, чтобы температура нагретой воды в большинстве случаев составляла $80 - 90^\circ \text{С.}$

Следует отметить, что пар давлением

0,1 атм	имеет температуру	$45,6^\circ \text{С}$
0,2 »	»	$59,8^\circ$
0,3 »	»	$68,7^\circ$
0,4 »	»	$75,5^\circ$
0,5 »	»	$80,9^\circ$
0,6 »	»	$85,5^\circ$
0,7 »	»	$89,5^\circ$

Почти такую же температуру могут иметь и продукты конденсации (в конденсаторах с противотоком). Поэтому для работы на водяное отопление следует в большинстве случаев применять вакуум $40 - 60\%$, при котором машина целиком сохраняет свою нормальную конструкцию.

2. Для приготовления горячей воды, которая может быть использована для составления растворов, мойки, стирки, в банях. В первых двух случаях температура воды требуется обычно $40 - 60^\circ$, в остальных $80 - 100^\circ$. Поэтому и здесь целесообразно работать машиной с невысоким вакуумом и преимущественно с поверхностным конденсатором, чтобы получать нагретую воду, свободную от масла.

Для приготовления воды температурой около 100° , машина должна работать с небольшим противодавлением (около $1,5 \text{ атм.}$), и отработавший пар направляется в специальные приборы (например бойлеры), нагревающие воду.

3. Для целей варки при высокой температуре. Во многих химических производствах варка или выпарка продуктов производства совершается при помощи пара высокого давления ($3 - 8 \text{ атм.}$). К таким производствам относятся, например свеклосахарное, рафинадное, целлюлозное, писчебумажное. Пар или приходит в непосредственное соприкосновение с перерабатываемыми веществами, или проходит по трубкам, змеевикам и другим нагревательным приборам, производя теплоотдачу через их стенки. Во всех этих случаях возможно применение машин с противодавлением или с промежуточным (на ресивера машин двойного расширения) отбором пара.

4. Для нагрева воздуха, который в дальнейшем может служить для целей сушки или вентиляции. Сухой теплый воздух требуется, например в лесоперерабатывающих производствах (сушка дерева), в пивоваренном, некоторых сельскохозяйственных (сушка зерна) и т. п.

Помимо нагрева воздуха специальными калориферами, через которые пропускается мятый пар машины, возможно во многих случаях применение паровых машин с воздушной конденсацией, т. е. с поверхностным конденсатором, охлаждаемым воздухом. С подобными приборами надлежащей конструкции можно достигнуть в машине вакуума $80 - 85\%$. С другой стороны (по данным Шнейдера) 1 кг отработавшего пара давлением $0,2 \text{ атм.}$ может нагреть 50 кг воздуха температурой 10°С и влажностью 80% , до температуры 50°С с одновременным понижением влажности до $11,4\%$. Фирма Бальке (Бохум) указывает, что машина-компаунд 206 л. с. при расходе пара

6 кг/э. л. с.-ч. может нагреть 40 000 -- 45 000 м³ воздуха в час на 35°. Недостатком такого рода установок является низкий коэффициент теплопередачи от воздуха к стенкам трубок конденсатора, благодаря чему размеры последнего получаются чрезмерно громоздкими. Воздухонагреватель может быть включен также между машиной и водяным конденсатором.

При использовании отработавшего пара для тех или иных нагревательных целей в большинстве случаев приходится заботиться о тщательной очистке пара от масла. Не говоря уже об установках, где пар приходит в непосредственное соприкосновение с перерабатываемыми продуктами, маслоотделители приходится ставить также и тогда, когда пар проходит по нагревательным приборам (калориферам). В последнем случае содержащееся в паре масло загрязняет стенки прибора и ухудшает его теплоотдачу.

Несмотря на выгодность применения перегретого пара в машинах, температуру его следует выбирать так, чтобы при выпуске из машины пар находился в состоянии насыщения, или был перегрет лишь на несколько градусов, с учетом потерь в паропроводе до нагревательных приборов. В последнем пар должен поступить насыщенным для наиболее интенсивной передачи тепла обогреваемым предметам.

§ 116. Основные типы машин с использованием отработавшего пара.

Как выяснено в предыдущем параграфе, в качестве машин с использованием отработавшего пара могут применяться и конденсационные машины и машины с противодавлением. Первые применяются для приготовления горячей воды или воздуха, вторые — для всех остальных случаев практики.

Часто бывает целесообразно направлять в нагревательные приборы не весь пар из машины, а только часть его, отбирая пар из ресивера машины двойного расширения или даже из цилиндра одноцилиндровых машин во время расширения или сжатия пара. Такие машины называются машинами с промежуточным отбором пара.

Применение машин с противодавлением особенно выгодно тогда, когда весь пар, выходящий из машины, может быть использован в производстве независимо от нагрузки машины. Такой случай имеет место, например, в свеклосахарном производстве.

Если же для целей нагрева постоянно требуется количество пара, меньшее того, которое проходит через машину, то рациональной является установка машины с промежуточным отбором. Количество отбираемого пара регулируется в зависимости от нужд производства, и в известных пределах не зависит от нагрузки машины. Оставшийся в ресивере пар поступает в ц. н. д. машины и там расширяется до давления в конденсаторе.

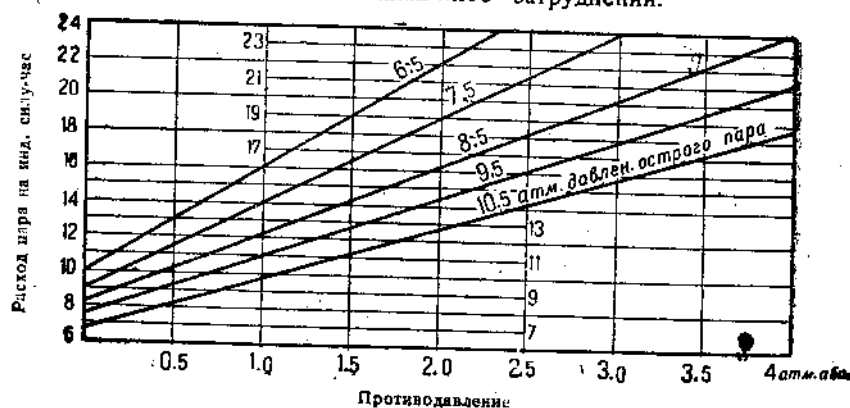
Встречающиеся еще и в настоящее время установки, в которых имеются котлы высокого давления для работы машины и котлы низкого давления для нагревательных целей, совершенно нерациональны и не отвечают запросам современной теплотехники. Точно так же в громадном большинстве случаев экономически невыгодны установки, в которых механическая энергия производится двигателями внутреннего сгорания, а для обслуживания нагревательных приборов работают паровые котлы.

Раздельные силовая и паронагревательная установки целесообразны лишь

в тех редких случаях, когда потребление тепловой энергии двигателями ни по количеству, ни по времени потребления совершенно не соответствует расходу тепла на производство.

§ 117. Машины с противодавлением.

Величина противодавления в машине выбирается в зависимости от требований производства, для которого используется отработавший пар. Чаще всего машины работают с противодавлением 1,5—3 *атм*, встречаются, однако, установки, в которых отработавший пар имеет давление в 6—8 *атм*. Конечно, с увеличением противодавления должно возрастать давление свежего пара, но в связи с новейшими достижениями в области высоких давлений пар это не представляет каких-либо затруднений.



Фиг. 343. Расход пара машинами с противодавлением.

Индикаторная диаграмма машины с высоким противодавлением обладает следующими особенностями: 1) степень наполнения должна быть тем больше по сравнению с конденсационной машиной, чем выше противодавление (при одинаковом давлении свежего пара); при неполной нагрузке машины часто приходится мириться с петлями отрицательной работы в конце расширения, чтобы избежать слишком большой степени наполнения при нормальной нагрузке; 2) предупреждение выпуска делается обычно значительное, чтобы избежать вышеуказанных петель в конце расширения; 3) продолжительность сжатия невелика во избежание петель отрицательной работы в конце сжатия; машины Штумпфа поэтому с их длительным сжатием непригодны для работы с противодавлением (если не применять, конечно, весьма большого вредного пространства или добавочных клапанов для выпуска).

Пример индикаторной диаграммы машины с противодавлением был разобран в § 17.

Расход пара машиной, конечно, увеличивается с возрастанием противодавления. Однако одновременное повышение давления свежего пара может сохранить расход пара на одном уровне. На фиг. 343 представлены кривые изменения расхода пара в зависимости от давлений при выпуске и при вы-

пуске. Кривые вычерчены Шнейдером на основании ряда испытаний одноцилиндровых машин на протяжении 1907—1917 гг.

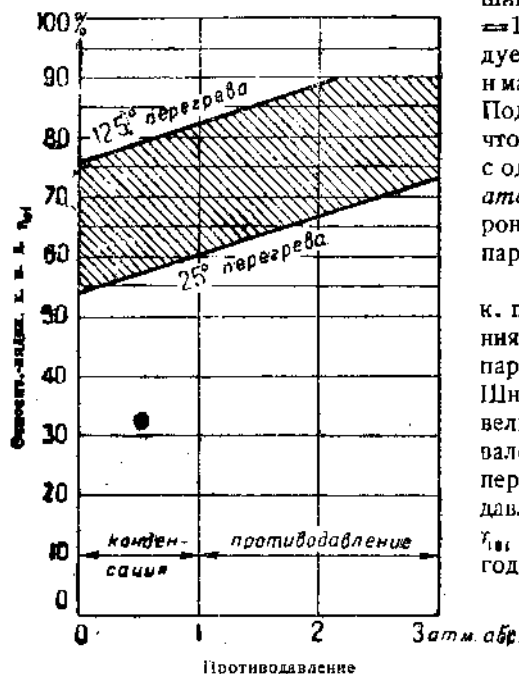
По оси абсцисс отложены величины противодавлений от 0 до 4 *атм*, по оси ординат—расход пара на индикаторную силу-час. Пять кривых расхода пара относятся к различным давлениям острого пара от 6,5 до 10,5 *атм*.

Из диаграммы следует, что с повышением противодавления расход пара возрастает примерно по закону прямой линии, причем возрастанию противодавления на 0,5 *атм* соответствует увеличение расхода пара на 1,5 *кг/и л.с.ч.* (при $p_1 = 10,5$ *атм*). Можно отметить также, что машина, работающая с давлениями $p_1 = 10,5$ *атм* и $p_2 = 4$ *атм*, расходует такое же количество пара, как и машина с $p_1 = 7,5$ *атм* и $p_2 = 2$ *атм*.

Подобным же образом можно найти, что машина с $p_1 = 16$ *атм* и $p_2 = 7$ *атм*, с одной стороны, и машина с $p_1 = 9$ *атм* и $p_2 = 4$ *атм*, с другой стороны, имеют одинаковый расход пара.

Зависимость относительного к. п. д. η_{0i} от величины противодавления и степени перегрева острого пара представлена на фиг. 344 (по Шнейдеру). С повышением обеих величин коэффициент η_{0i} , как указывалось и раньше, повышается. При перегреве пара на 125° и противодавлении $p_2 = 2$ *атм* коэффициент η_{0i} достигает 90%.

Несмотря на выгоду высокого перегрева, особенно далеко с повышением температуры пара не идут, имея в виду, что при выпуске из машины пар не должен быть сильно перегретым. В машинах с противодавлением, работающих перегретым паром,



Фиг. 344. Относительно-индикаторный к. п. д. машин с противодавлением.

особенное внимание надо обращать на смазку парового цилиндра, имея в виду постоянно высокую температуру стенок.

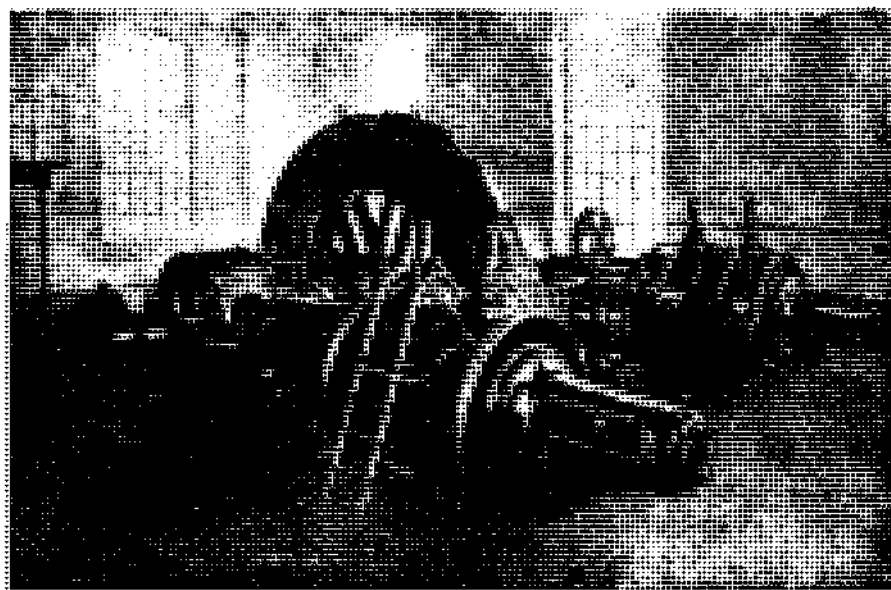
Как было указано в предыдущем параграфе, наиболее выгодным является применение машин с противодавлением в тех случаях, когда весь пар из машины независимо от ее нагрузки может быть использован для промышленных целей. Во многих случаях уместным является применение паровых аккумуляторов, которые заряжаются при уменьшении потребления пара в нагревательной сети и разряжаются при возрастании потребления в сети или при уменьшении нагрузки машины.

Выгодным является также применение рассматриваемых машин в тех случаях, когда нагрузка машины может устанавливаться в зависимости от потребления пара нагревательными приборами. С увеличением расхода пара

в отопительной сети должна возрастать и мощность машины; избыточная мощность при этом должна быть аккумулирована (электрическими аккумуляторами, например, которые разряжаются при уменьшении расхода пара). Наиболее удобна в этом случае установка нескольких машин, одни из которых работают с конденсацией, другие — с противодавлением. Колебания нагрузки воспринимаются первыми машинами, в то время как вторые устанавливают свою мощность в зависимости от потребления пара в нагревательной сети.

При благоприятных условиях суммарный к. п. д. машины и паронагревательной установки может достичь весьма высоких значений. Шнейдер приводит для машины с противодавлением 5 ата следующие коэффициенты теплоиспользования:

$$\begin{array}{l} \text{в машине } 9 \div 61\frac{1}{2}\% \\ \text{в нагревательных приборах } 77 \div 79\frac{1}{2}\% \\ \hline \text{Всего } \dots\dots\dots 80\% \end{array}$$

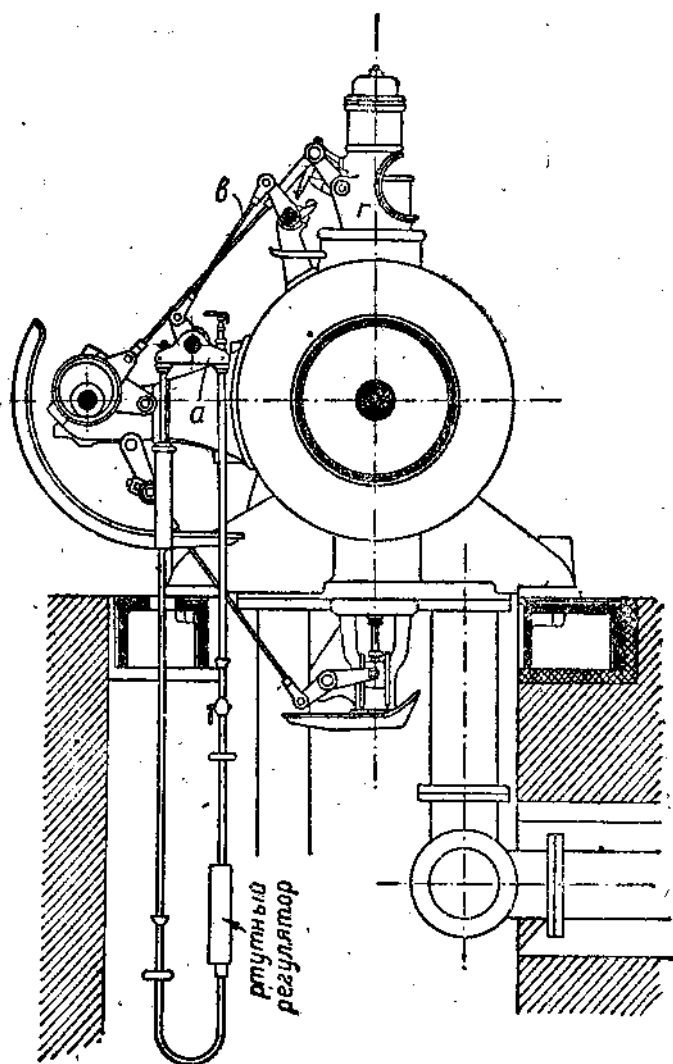


Фиг. 345. Машина с противодавлением фирмы MAN.

Конструктивное устройство машин с противодавлением не отличается от машин, работающих на атмосферу. Чаще всего их строят одноцилиндровыми или двояными. Машина последнего типа с двумя одинаковыми цилиндрами, работающими на общий вал, показана на фиг. 345 (машина фирмы MAN с парораспределением Лентца 1900 г. с.).

В тех случаях, когда нагрузка машины должна устанавливаться в зависимости от потребления пара в сети, применяется особый регулирующий механизм, пример конструкции которого изображен на фиг. 346 (Саксонского машиностроительного завода б. Гартмана). На регулирующий валик надета траверза *а*, к концам которой подвешена U-образная трубка с ртутью. Правый конец трубки сообщается с паронагревательной сетью. Если потре-

оление пара увеличивается, давление в сети падает, ртуть поднимается в правом колене и, перевешивая, заставляет опуститься правое плечо траверсы. При этом поворачивается регулирующий валик, связанный тягой *b* с рычажком расцепного механизма Кольмана (§ 70). Поворотом рычажка увеличивается степень наполнения. При понижении расхода пара уменьшается степень



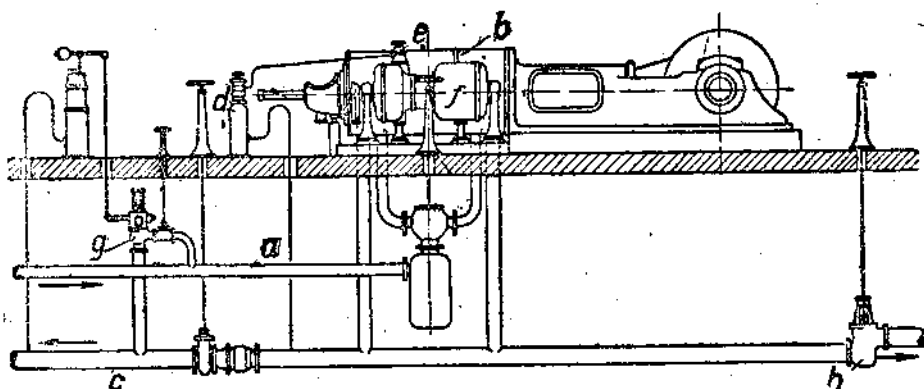
Фиг. 346. Регулятор давления Саксонского машиностроительного завода.

наполнения. Машина снабжена и центробежным регулятором, который не допускает разбега машины при увеличивающемся потреблении пара, но при малой нагрузке всей станции.

Описанная простейшая система регулятора давления пригодна лишь для машин с расцепными распределениями, для принудительных же механизмов

приходится ставить более сложные системы, обладающие большей перестановочной силой. Некоторые из этих систем, применяющихся также и для машин с промежуточным отбором пара, описаны в следующем параграфе. Здесь мы рассмотрим одну из новейших систем регулирования машин с противодействием системы Зульцера¹.

Общий вид установки этой машины представлен на фиг. 347. Пар из котлов поступает в цилиндр *b* машины по трубе *a*. Отработавший пар по трубе *c* направляется к нагревательным приборам. В зависимости от потребления пара этими последними давление в трубе *c* изменяется. При помощи специального прибора *d*, находящегося под давлением отработавшего пара, переставляется приспособление *e* для изменения числа оборотов плоского регулятора *f*, что вызывает изменение степени наполнения. Приборы *d* и *e* могут быть разобщаемы, и тогда машина управляется плоским регулятором в зависимости от нагрузки.

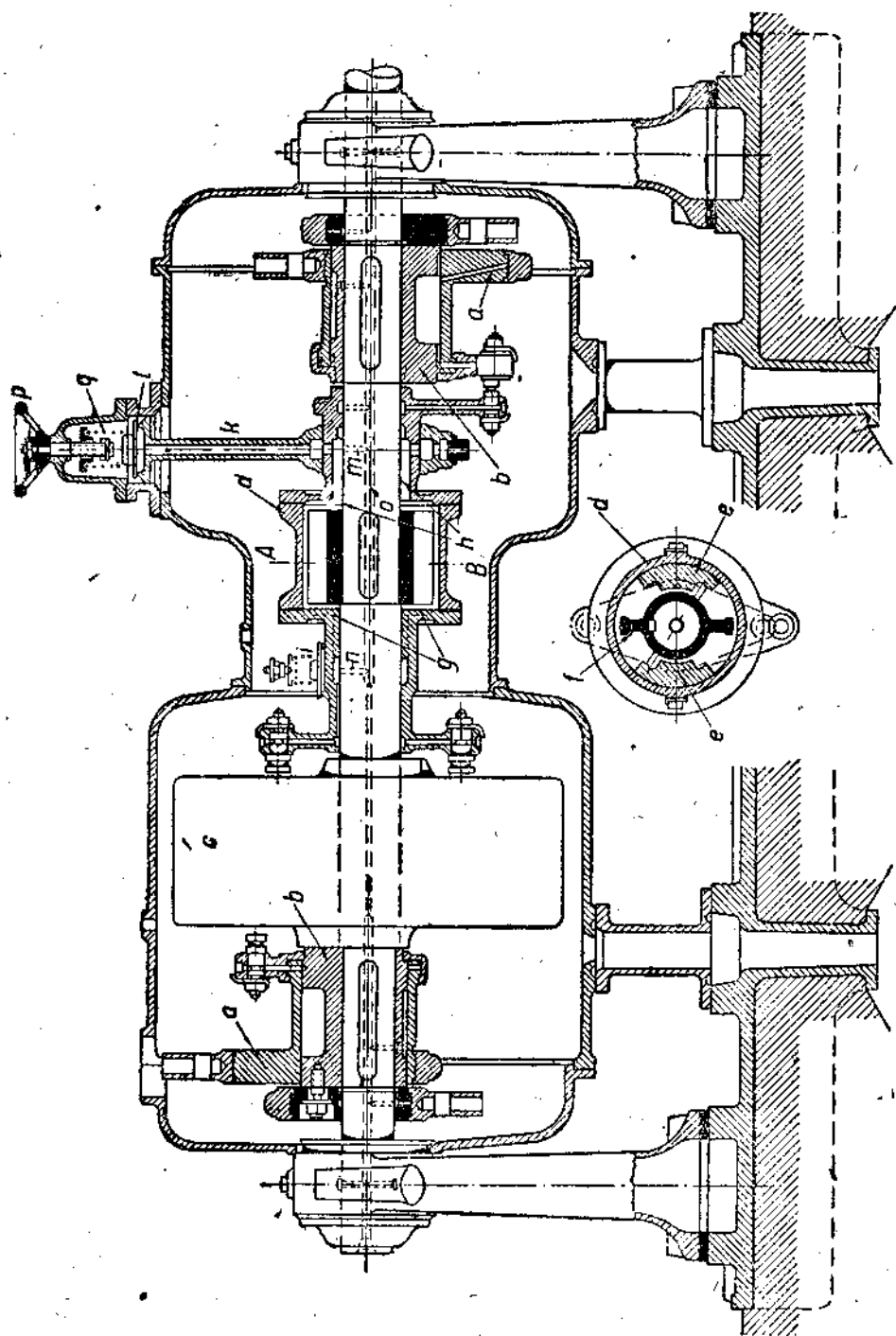


фиг. 347. Схема установки машины Зульцера с противодействием.

Если производство требует пара больше, чем может пропустить машина, открывается (автоматически и вручную) вентиль *g* и добавляет редуцированный свежий пар в нагревательную сеть. В обратном случае открывается предохранительный клапан *h*, который может быть открываем и вручную при переходе на работу в атмосферу.

На фиг. 348 показано сечение по распределительному валу машины. Эксцентрики *a*, управляющие впускными клапанами, сидят свободно на эксцентричных втулках *b* и могут поворачиваться на последних при действии регулятора *c*. Между регулятором и эксцентриком включен цилиндр *d*, заполненный маслом, который служит для изменения числа оборотов. Цилиндр этот двуння перегородками *e* (фиг. 348 внизу) и крыльчатым поршнем *f*, заклиненным на распределительном валу, разделен на 4 части; каждая пара последних (противолежащих друг другу) соединена между собой каналами *g* и *h*. Канал *g* находится в соединении с пространством под вращающимся перепускным клапаном *i*; канал *h* трубкой *k* соединяется с неподвижно закрепленным перепускным клапаном *l*. Все эти каналы заполняются маслом, которое подается насосом, обслуживающим смазку подшипников, через сверления *o*, *m* и *n*. Пружины клапанов *i* и *l* при установившемся режиме

¹ Z. d. V. d. J., 1926, стр. 705.

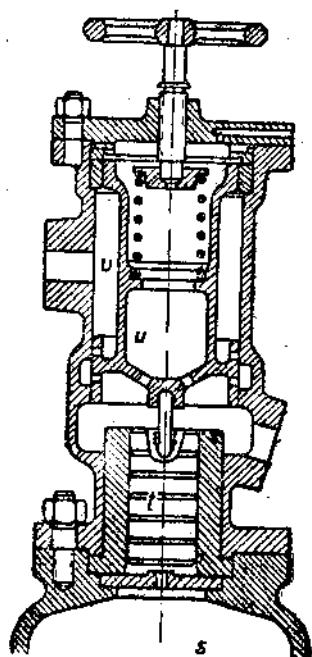


Фиг. 948. Распределительный вентиль машины Зульдера.

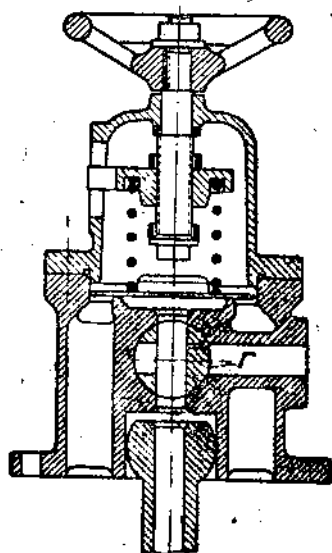
работы натянуты так, что давление масла во всех частях цилиндра d одинаково, и последний служит масляным катарактом для грузов регулятора.

Если при помощи маховичка p изменить натяжение пружины q , то изменится давление масла в полостях цилиндра d , соединенных с клапаном l , в то время как давление масла в обеих других полостях останется неизменным. Корпус цилиндра d вследствие этого повернется вокруг своей оси, повернет эксцентрик a и изменит степень наполнения.

Описанная схема относится к тому случаю, когда машина регулируется в зависимости от нагрузки. Если же мощность машины должна меняться в зависимости от потребления отработавшего пара, то давление масла под клапаном l устанавливается специальным прибором (d на фиг. 347), наоборот



Фиг. 349. Регулятор давления.



Фиг. 350. Трехходовой кран.

женным отдельно на фиг. 349. Перепускной клапан l при этом имеет конструкцию, приведенную на фиг. 350. Трехходовой кран устанавливает регулирование машины или в зависимости от нагрузки ее (при начерченном положении крана) или в зависимости от давления отработавшего пара (кран поворачивается на 90° в направлении против часовой стрелки).

Прибор, изображенный на фиг. 349, работает следующим образом.

Давление отработавшего пара передается в баллон s , вниву которого находится вода, сверху — масло. Последнее давит на поршень t , прижимая его к золотнику u , нагруженному регулируемой пружиной. Кольцевое пространство v соединяется трубкой с корпусом крана r (фиг. 350), а через него с цилиндром d на фиг. 348.

Находящееся под давлением масло через отверстие m (фиг. 348) напра-

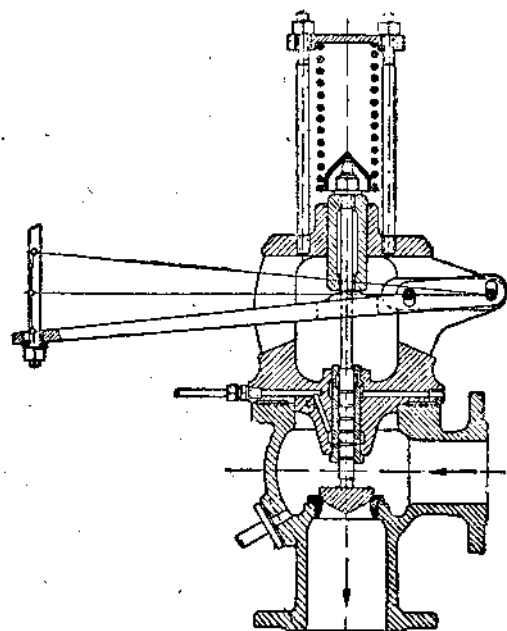
вляется в полость *в* (фиг. 349). Отсюда оно просачивается между отверстиями в золотнике *и* и кромкой корпуса прибора и стекает наружу. Давление масла в полости *в* устанавливается всегда так, чтобы существовало равновесие приложенных к поршню *г* сил: снизу — давления пара, сверху — силы пружины и давления масла на кольцевую площадь золотника *и*. Если, например, давление пара возрастает, то золотник *и* поднимается вверх, выход масла из полости *в* затрудняется и давление масла возрастает. Вследствие этого поворачивается сервомотор *д* (фиг. 348) и уменьшает степень наполнения машины.

Чувствительность регулирования повышается тем обстоятельством, что давление масла непрерывно пульсирует под действием особого «толкателя»,

включенного в трубопровод между краном *г* и полостью *в*.

Вентиль *г* (фиг. 347) для добавочного впуска пара изображен отдельно на фиг. 351. Он открывается при помощи сервомотора, изображенного на фиг. 352 (см. также фиг. 347). Отработавший пар, подводящийся трубкой *а*, через масло, находящееся в резервуаре, давит на поршень *б*; последний упирается в золотник *с*, нагруженный пружиной. По трубке *д* и узкому отверстию в пробке *е* масляным насосом подается масло в верхнюю кольцевую полость *ф*; последняя широким каналом (на чертеже не показанным) соединяется с пространством под поршнем *г* сервомотора.

В зависимости от положения по высоте золотника *с* (устанавливаемого давлением отработавшего пара) нижняя кромка полости *ф* перекрывает в



Фиг. 351. Клапан для добавочного впуска пара в нагревательную сеть.

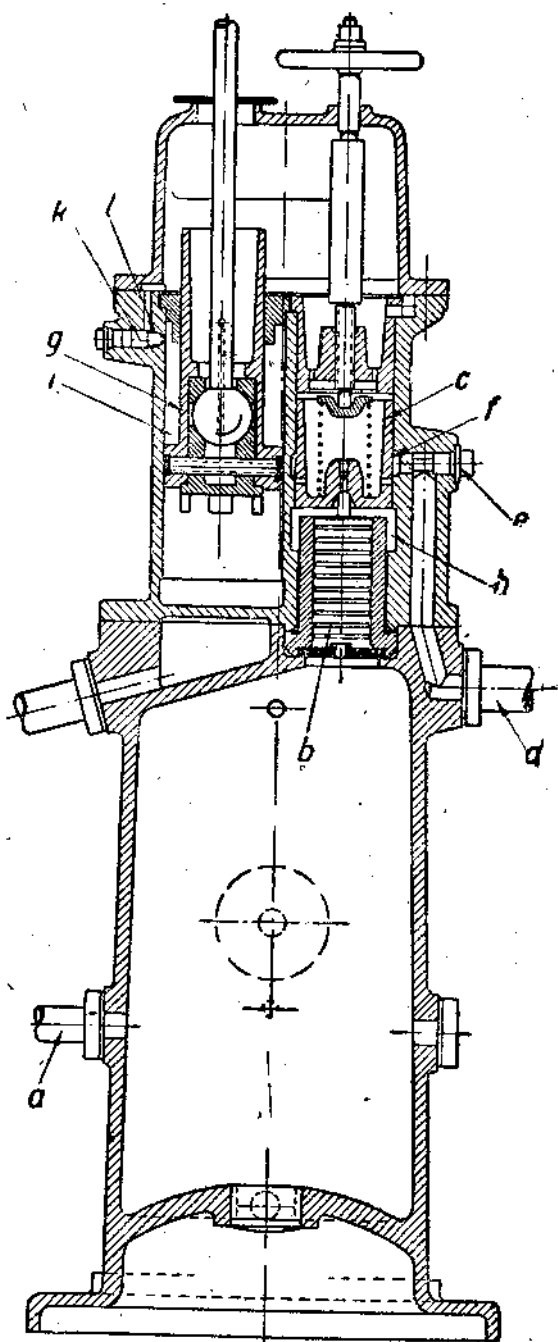
большей или меньшей степени отверстия в золотнике *с*, через которые масло может стекать внутрь золотника. В соответствии с этим поршень *г* поднимается (открывается клапан для добавочного впуска пара), когда золотник *с* находится в нижнем положении, что вызывается понижением давления отработавшего пара. В обратном случае золотник *с* поднимается, опускается поршень *г* и закрывает добавочный клапан. Натяжение пружины над золотником *с* может меняться вручную, устанавливая этим необходимое давление отработавшего пара.

Пространство *и* под золотником сообщается с пространством *г* при помощи клапана, не показанного на чертеже. Из кольцевого пространства *г* масло стекает в полость под крышкой прибора через узкое отверстие, регулируемое винтом *к*. Эти соединения являются «возвращающим» приспособ-

сволением сервомотора. так как, благодаря им, при перемещении поршня *g* золотник возвращается в исходное положение.

Прибором, изображенным на фиг. 352, можно непосредственно переставлять парораспределительный механизм совершенно так же, как это делает обычный конический регулятор.

Машины с регуляторами давления обычно работают параллельно с конденсационными машинами (иногда даже на общий вал). При уменьшении потребления пара в сети мощность первых машин уменьшается; если нагрузка станции при этом не изменилась, то возрастает мощность конденсационных машин, управляемых центробежными регуляторами. При возрастании расхода пара в сети мощность первых машин увеличивается, вторых падает. Колебания нагрузки воспринимаются только конденсационными машинами; однако, когда нагрузка спадает ниже определенного минимума, который может быть покрыт одними машинами с противодавлением, приходит в действие имеющийся и при них центробежный регулятор, устанавливающий мощность в зависимости от нагрузки. В нагревательную сеть при этом автоматически добавляется свежий пар, дросселированный до надлежащего давления. Такой редукционный клапан, равно как и обратный клапан на выпускном паропроводе, препятствующий пару попасть обратно



Фиг. 352. Сервомотор системы Зудьцера.

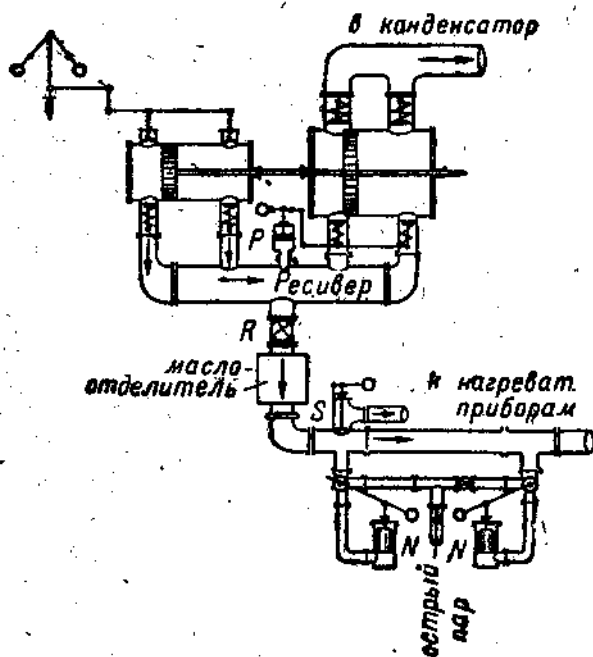
в машину, являются необходимой принадлежностью установки с использованием отработавшего пара.

При возможности согласования нагрузки машины и расхода пара на производство по одному из вышеописанных способов приходится иногда мириться с тем, что машина часть отработавшего пара выпускает в атмосферу, в нагревательную же сеть временами добавляется редуцированный пар из котлов. Экономичность такого рода установок в сравнении с установками без использования отработавшего пара, конечно, нуждается в каждом отдельном случае в строгой проверке.

Если машина работает периодически то с противодавлением, то на конденсацию, парораспределительный механизм ее должен быть спроектирован так, чтобы величины степени наполнения и степени сжатия можно было менять независимо друг от друга. Самостоятельный выпускной эксцентрик должен иметь при этом приспособление для перестановки (с тем, чтобы изменять продолжительность сжатия).

§ 118. Машины с промежуточным отбором пара.

Наиболее распространенным типом машины с промежуточным отбором является двухцилиндровая машина двойного расширения. Давление в ресивере устанавливается в зависимости от требований



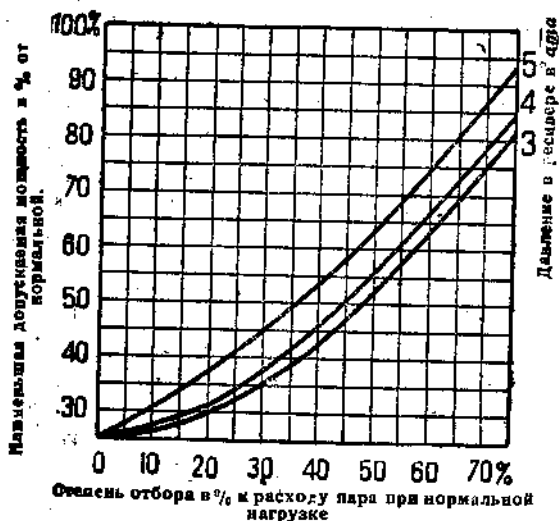
Фиг. 333. Схема машины с промежуточным отбором пара.

увеличивает степень наполнения последнего при возрастающем отборе из ресивера и уменьшает ее при убывающем потреблении пара в сети отбора.

пространство V_{a1} ц. в. д. В ресивер выпускается при каждом ходе поршня объем пара, измеряемый отрезком bc (пренебрегая предварением выпуска и разностью давлений в точках a и b). Если промежуточного отбора нет, то весь этот объем поступает в большой цилиндр, степень наполнения которого изображается отрезком $b's' \approx bc^*$. Давление впуска в ц. в. д. лежит несколько ниже давления p_1 , вследствие падения давления при переходе из одного цилиндра в другой. Величина p_2 составляет около 0,25 ат.

Для выбранного отношения объемов $\frac{V_{a1}}{V_{a2}}$ (см. ниже) диаграмма большого цилиндра при работе без отбора имеет вид $b'c'def$. Кривые расширения и сжатия на этой диаграмме строятся из полюса O_2 , причем V_{a2} обозначает объем вредного пространства большого цилиндра.

Так как машина проектируется для определенной нормальной величины отбора, то на линии $b'c'$ выбирается точка c'' , характеризующая величину отбора: отрезок $c's''$ измеряет объем пара, отведенного из ресивера, $c''b'$ — объем, оставшийся для работы в большом цилиндре. Отношение $\frac{c's''}{c'b'}$ называется степенью



Фиг. 355. Зависимость между мощностью машины и степенью отбора.

промежуточного отбора (для случая, изображенного на фиг. 354 — около 50%). Рассуждая теоретически, степень отбора можно довести до 100%, причем мощность цилиндра низкого давления сводится к нулю, а малый цилиндр работает как одноцилиндровая машина с противодавлением. Этого, однако, не допускают, так как в

работающем насухо цилиндре выделяется от трения большое количество тепла, которое должно быть отведено. Поэтому минимальная степень наполнения $b's''$ большого цилиндра должна измеряться по крайней мере, 2 — 3% (от рабочего объема V_{a2}). Максимальная величина отбора представляется, таким образом, отрезком $c's''$. На фиг. 354 нормальная диаграмма большого цилиндра вычерчена жирными линиями, минимальная — пунктиром, максимальная — тонкими сплошными линиями.

Если машина работает при определенной величине промежуточного отбора пара, то при колебаниях нагрузки машины центробежный регулятор переставляет парораспределение ц. в. д., изменяя его степень наполнения. При увеличении нагрузки диаграмма малого цилиндра примет вид, начерченный пунктиром (II), при уменьшении нагрузки — тонкими сплош-

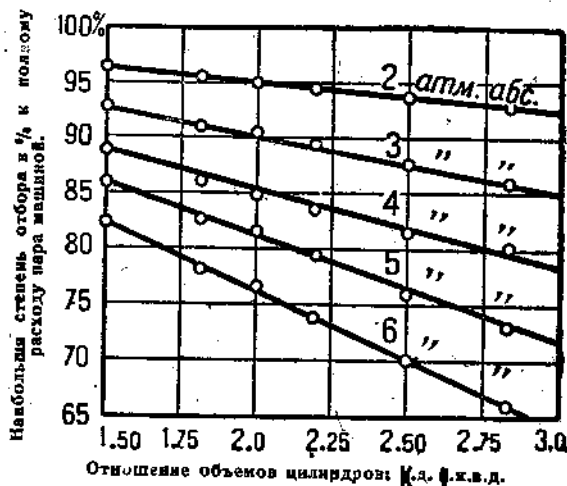
* $b's'$ точно равно bc , если точки a и b совпадают, предварения выпуска нет, и давления в точках b и b' одинаковы.

выми линиями (III). Легко видеть, что при малых нагрузках могут получаться петли отрицательной работы в конце расширения, так как здесь достигается давление, ниже господствующего в ресивере. При сообщении малого цилиндра с ресивером происходит поэтому не выпуск пара из цилиндра, а засасывание пара из ресивера (отопительной сети) в цилиндр; лишь после того, когда давление в ц. в. д. достигнет величины p_r , начнется выталкивание пара в ресивер. В этом случае объемом пара, поступающим в ресивер, следует считать объем c_1c , значительно меньший, чем объем bc .

Если для нормальной нагрузки машины перепада давления между точками a и b не сделано, или он принят недостаточный, то при малых нагрузках машины петля отрицательной работы может оказаться столь значительной, что площадь диаграммы ц. в. д. обратится в нуль. Роль малого цилиндра сведется к роли редукционного клапана, который, не производя полезной работы, понижает давление пара. Однако к. п. д. цилиндра машины в этой роли значительно ниже к. п. д. редукционного клапана; поэтому работу машины в описанных условиях надо считать совершенно нерациональной, и при проектировании индикаторной диаграммы необходимо принять меры к избежанию петель в конце расширения хотя бы при ходовых нагрузках машины.

При больших значениях степени промежуточного отбора и большом объеме ц. н. д. легко могут получаться петли отрицательной работы и в большом цилиндре — также в конце расширения. Во избежание этого приходится ограничивать объем ц. н. д. и делать его меньше, чем в нормальных машинах двойного расширения (без промежуточного отбора).

Уменьшение отношения $\frac{V_{AB}}{V_{A1}}$ диктуется также и следующим соображением. Для возможности осуществления максимальной степени отбора (в процентах к расходу пара машиной при полной нагрузке) необходимо, чтобы ц. в. д., пропуская большое количество пара, развивал значительную мощность. Для каждой машины можно установить ту минимальную ее мощность, при которой допустим еще максимальный отбор пара. На фиг. 355 представлен график¹, указывающий эту зависимость для различных давлений в ресивере. Например, при давлении $p_r = 5 \text{ атм}$ и отборе 70% пара, расходуемого машиной при нормальной нагрузке, мощность машины дол-



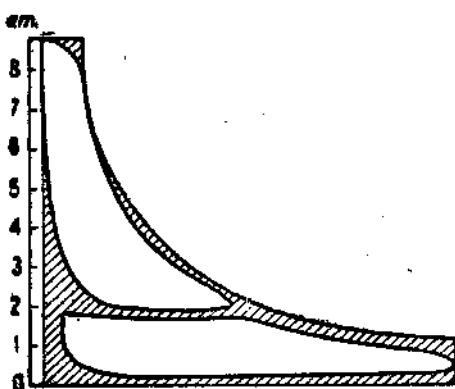
Фиг. 356. Зависимость между степенью отбора и отношением объемов цилиндров.

¹ Заимствован из вышецитированной книги Шнейдера.

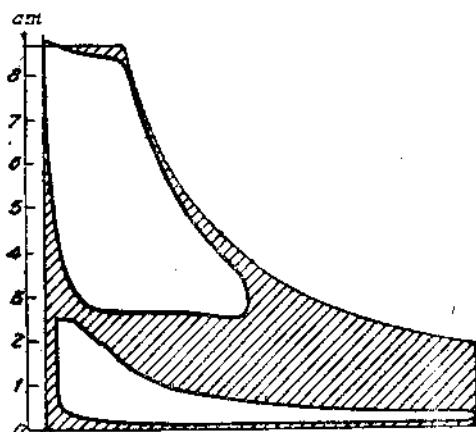
жна составлять не менее 87% от нормальной. Чем меньше отношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, тем больше может быть понижена мощность машины при неизменной степени отбора.

Наконец, от отношения объемов цилиндров зависит наибольшая степень промежуточного отбора. Чем меньше отношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, тем большее количество пара может быть отобрано из ресивера. Эта зависимость представлена на фиг. 356 для различных давлений промежуточного пара. График составлен для давления свежего пара $p_1 = 13 \text{ атм}$ при $t_1 = 300^\circ \text{С}$ и давлении в конденсаторе $p_2 = 0,2 \text{ атм}$.

Исходя из вышесказанных соображений, отношение объемов цилиндров машины с промежуточным отбором приходится выбирать в большинстве случаев в пределах $\frac{V_{h2}}{V_{h1}} = 1 + 2$ с максимальным значением (при малой степени отбора) около 3.



Фиг. 357. Ранкинизированные диаграммы машины с промежуточным отбором пара. Работа без отбора.



Фиг. 358. Ранкинизированные диаграммы машины с промежуточным отбором пара. Работа с наибольшим отбором.

Типичные ранкинизированные диаграммы машины с промежуточным отбором пара представлены на фиг. 357 и 358. Обе диаграммы являются действительно снятыми с машины при одинаковой нагрузке: первая — без отбора пара, вторая — при наибольшей степени отбора.

Связь к. п. д. с расходом пара машиной устанавливается нижеследующими очевидными уравнениями:

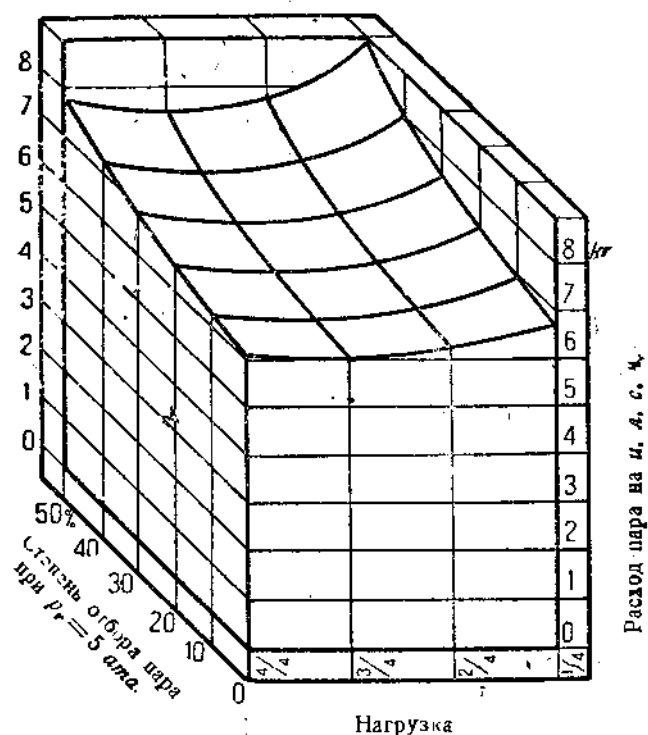
$$632 N_i = \eta_{oi} (i_1 - i_r) G + \eta_{oi} (i_r - i_2) (G - E), \quad (91)$$

$$632 N_s = \eta_{is} \eta_{oi} [G (i_1 - i_r) + (G - E) (i_r - i_2)], \quad (92)$$

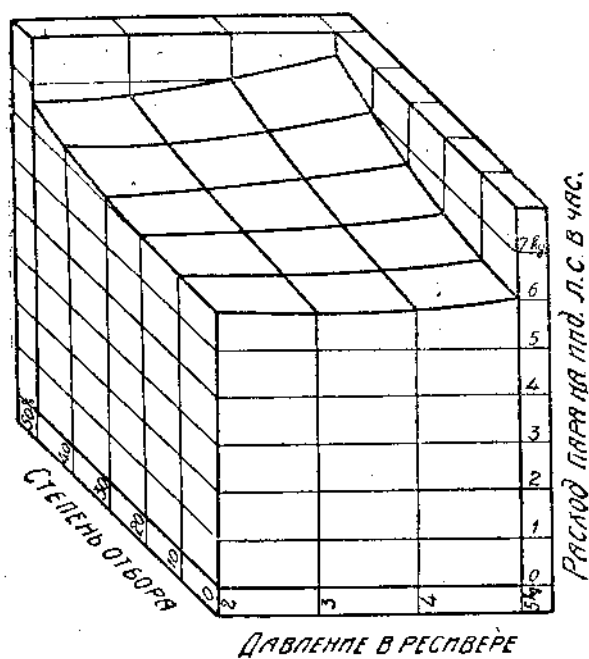
$$632 N_s = \eta_{is} \eta_{oi} [G (i_1 - i_2) - E (i_r - i_2)]. \quad (93)$$

Здесь обозначают:

η_{oi} и η_{os} — относительные к. п. д. цилиндров высокого и низкого давлений;
 i_1 , i_r и i_2 — теплосодержания пара при впуске в машину, в ресивере и при выпуске из ц. н. д. (считая расширение адиабатическим);



Фиг. 359. Расход пара в зависимости от нагрузки и степени отбора.



Фиг. 360. Расход пара в зависимости от давления в ресивере и степени отбора.

G — полный расход пара машиной в $кг/час$;

E — количество отбираемого пара в $кг/час$;

$\eta_{от}$ — относительно-индикаторный к. п. д. машины в целом;

$\eta_{мх}$ — механический к. п. д. машины.

Значения к. п. д. по данным ряда испытаний приведены в табл. 13.

Отметим, что к. п. д. малого цилиндра постоянно выше к. п. д. большого цилиндра и что к. п. д. машины в целом в среднем несколько выше, чем для машин без отбора пара.

Зависимость расхода пара от степени отбора и нагрузки, с одной стороны, и давления в ресивере, с другой стороны, представлена на фиг. 359 и 360. Графики составлены Шнейдером на основании теоретических подсчетов с принятием во внимание, однако, действительных явлений в машине. Расход пара на единицу мощности возрастает с уменьшением нагрузки, повышением степени отбора и увеличением давления в ресивере. Графики разработаны для машины в 750 л. с. при $p_1 = 14,5 \text{ атм}$, $t_1 = 300^\circ$, $p_2 = 0,55 \text{ атм}$.

ТАБЛИЦА 13

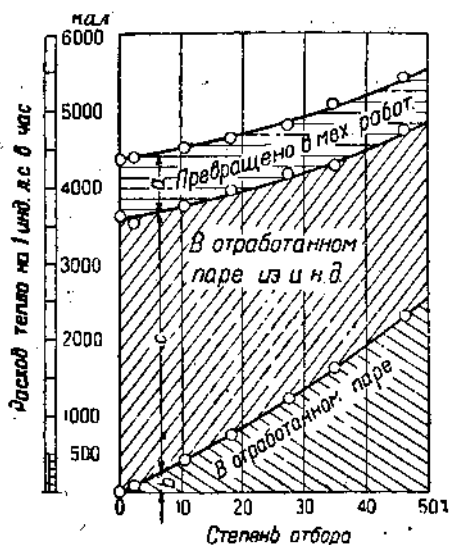
№	Норм. мощность л. с.	Давление пара при впуске p_1 атм	Температура пара при впуске t_1 °C	Давление в ресивере p_2 атм	Отбор пара в % от расхода пара машины без отбора	Отбор пара в % от подведенного к машине количества пара	Увеличение расхода пара в % по отношению к машине без отбора	Относительн. к. п. д.		Кэф. полез. действия машины в целом $\eta_{от}$ %
								$\eta_{от1}$ %	$\eta_{от2}$ %	
1	600	9,9	250	2,5	68	47,5	43	79	65	68,1
2	400	11,6	260	1,82	115	75,5	52	76,5	70	63,4
3	120	10,0	240	1,36	—	62,5	—	79	71	59,0
4	450	13,9	304	2,29	59	48	22	77	71	68,1
5	200	12,4	247	2,1	—	9,2	—	70	65,5	56,0
6	200	11,5	225	2,3	69	56	24	76	61	62,5
7	200	11,6	233	2,4	66	54	19	78	62,5	61,0
8	270	13,2	266	3,6	—	50,5	—	88	57	65,0
9	300	9,0	Нас.	2,1	81,5	55,2	46	67	57	57,0
10	300	8,8	206	2,3	99	64,7	52	74,5	64	60,0
11	300	9,0	207	2,1	63	47,4	33	69,5	60	58,5
12	1400	13,0	282	3,0	28,2	24,7	14	81,5	52	63,0
13	1400	13,4	275	3,0	123	77,2	61	81	55	69,0
14	1400	13,5	268	2,0	113	75,5	59	78,5	64	70,0

Примерный тепловой баланс машины с промежуточным отбором пара (для тех же данных, что и на предыдущих фигурах) представлен на фиг. 361.

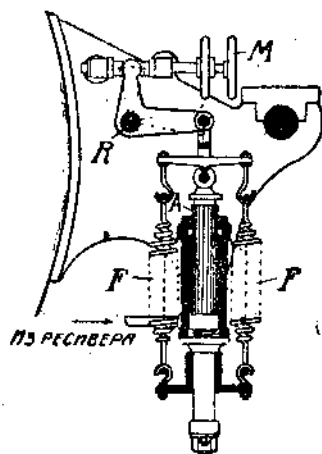
Из диаграммы видно, что общий к. п. д. установки (отношение $\frac{a+b}{a+b+c}$) быстро возрастает с увеличением степени отбора.

Из вышесказанного ясно, что ц. в. д. машины с промежуточным отбором пара должен управляться центробежным регулятором, а ц. н. д. — регулятором давления (в редких случаях применяют обратное расположение регуляторов: центробежного — на ц. н. д., регулятора давления — на ц. в. д.).

На табл. XII и XIII в конце книги представлено обычное расположение

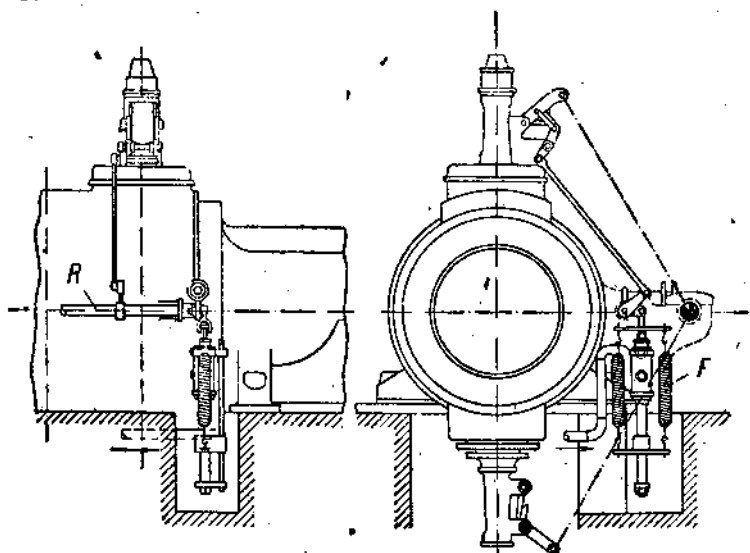


Фиг. 361. Тепловой баланс машины с промежуточным отбором пара¹.



Фиг. 362. Регулятор давления.

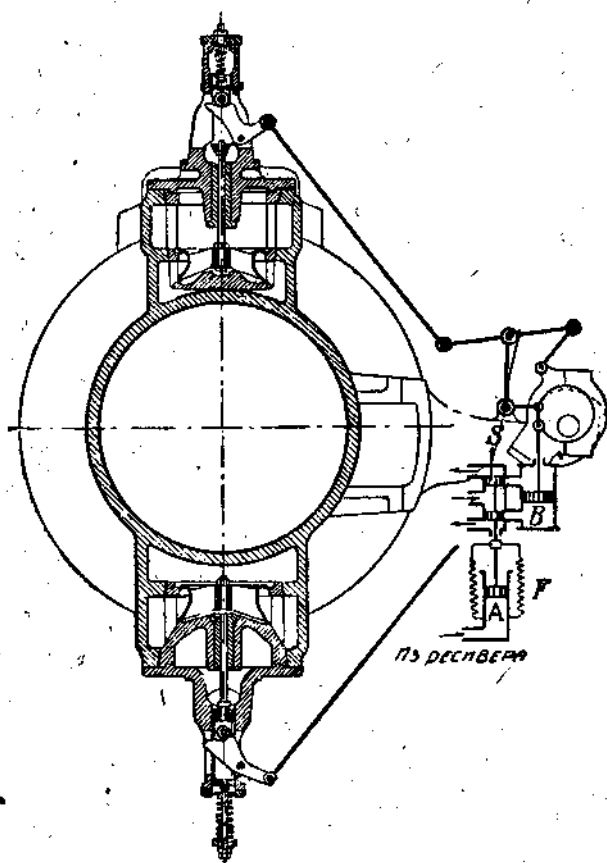
регулирования машин с промежуточным отбором пара в исполнении Саксонского машиностроительного завода. Для регулятора давления применена та же конструкция, что и для машин с противодавлением (фиг. 346 и разрез по



Фиг. 363. Регулятор давления и его расположение на машине.

¹ Ординаты в нижней площади диаграммы представляют собою теплоту пара, отводимого в нагревательные приборы.

ОН на табл. XIII). Иная конструкция регулятора давления и расположения его на машине представлена на фиг. 362 и 363. Поршень *A* этого регулятора находится под воздействием пружин *F*; с одной стороны, давления пара в ресивере — с другой стороны. При изменении потребления пара в сети, а следовательно, при изменении давления пара в ресивере, поршень *A* опускается или поднимается, поворачивая регулирующий валик *R*. По-

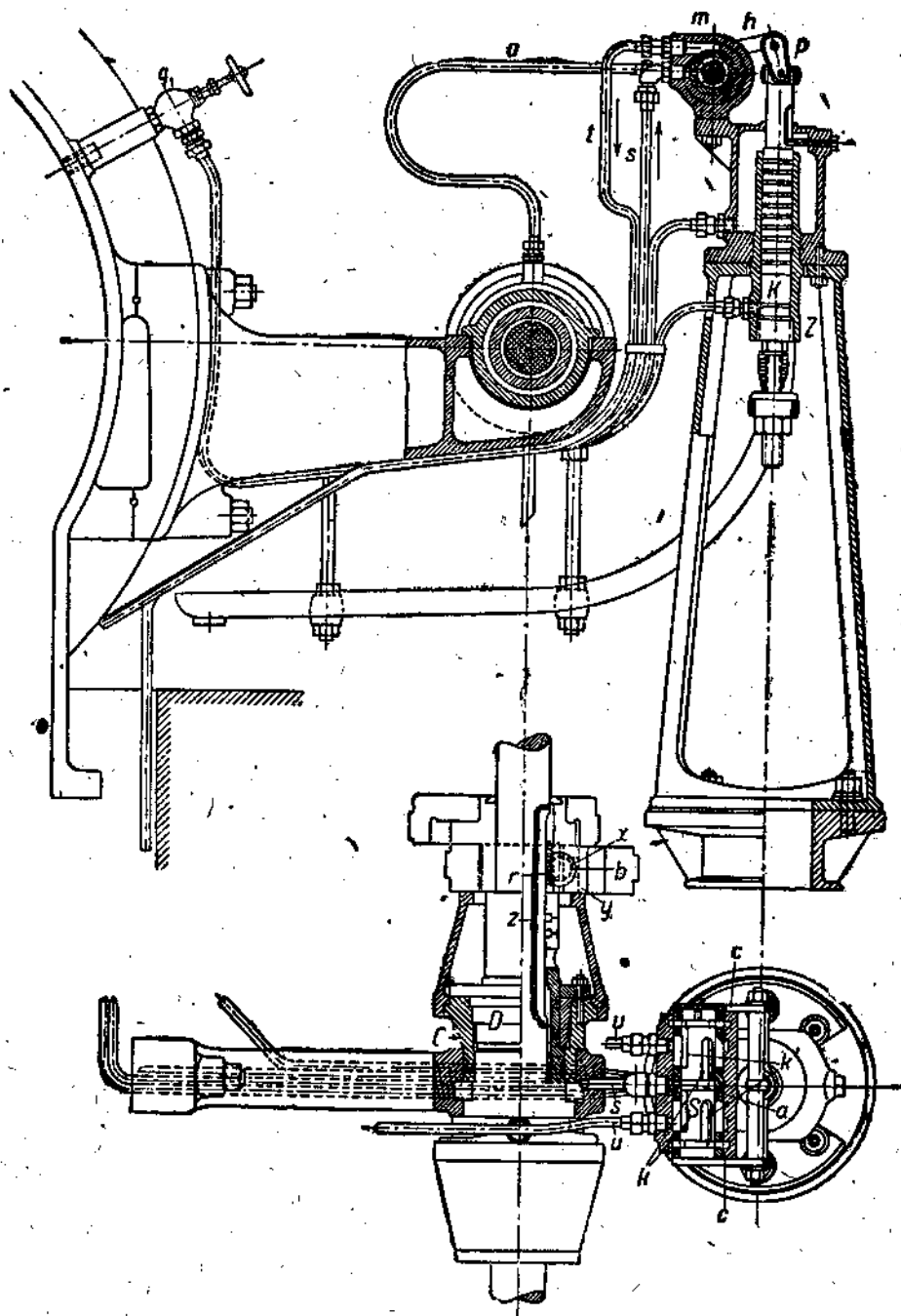


Фиг. 364. Схема регулирования промежуточного отбора фирмы MAN.

следний изменяет степень наполнения большого цилиндра. Маховичок *M* служит для изменения степени наполнения вручную.

Обе вышеописанные системы регуляторов, обладая незначительной перестановочной силой, пригодны лишь для расцепных парораспределений.

Для распределений принудительных приходится употреблять регуляторы с сервомотором. Схема одного из таких механизмов (фирмы MAN) представлена на фиг. 364. Промежуточный пар, производя давление на поршень *A*, уравновешенный пружинами *F*, перемещает золотничок *S* сервомотора. К средней части золотника постоянно подводится масло под давлением; при сдвиге золотника из среднего положения оно поступает в верхнюю или

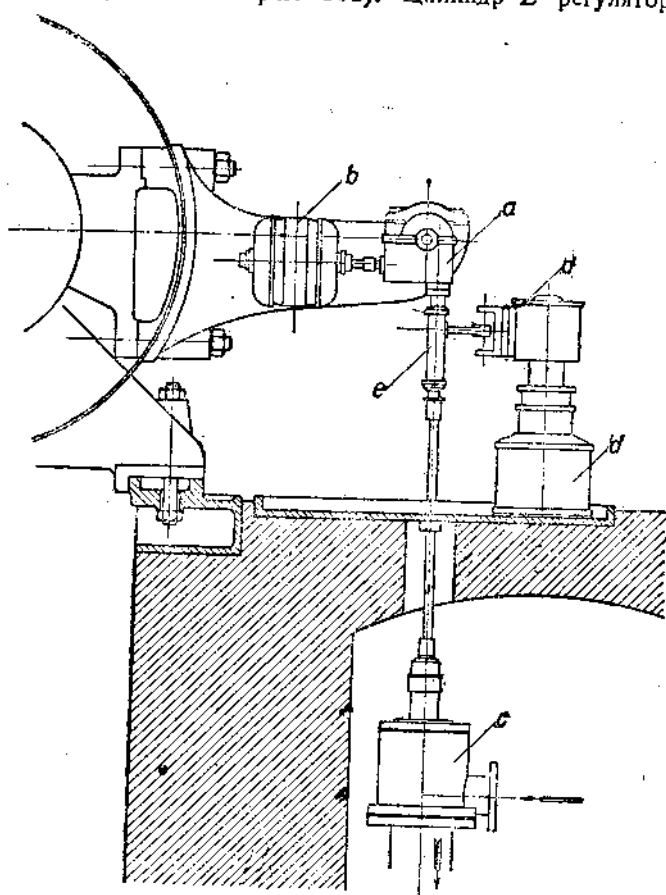


Фиг. 365. Регулирование промежуточного отбора пара фирмы MAN.

нижнюю полость цилиндра сервомотора и, производя давление на поршень *B*, поворачивает регулирующий валик механизма Виндмача (§ 66). Последний в данной конструкции приводит не катящийся рычаг, а качающийся кулак типа Лентца.

На фиг. 365 показана более современная конструкция механизма для регулирования отбора завода MAN.

Собственно регулятор состоит из поршня *K*, нагруженного двумя спиральными пружинами (наподобие фиг. 362). Цилиндр *Z* регулятора трубкою



Фиг. 366. Регулирование промежуточного отбора пара завода «Ганомат».

соединен с дроссельным краном *q*, через который проходит пар из ресивера. При изменении давления в ресивере поршень *K*, перемещаясь, поворачивает при помощи серьги *p* и рычагов *k* золотник *S* сервомотора *C*. Последний расположен между подшипниками распределительного вала, и его поршень *D* вращается вместе с валом. Масло под давлением, подаваемое зубчатым масляным насосиком, по трубке *s* входит в среднюю полость *a* золотника. В каждой из половин последнего прорезано по два канала — *k* и *k'*, один из которых сообщается с полостью *a*, другой — с полостью *c*; из последней масло может стекать через канал *m* и трубку *t*.

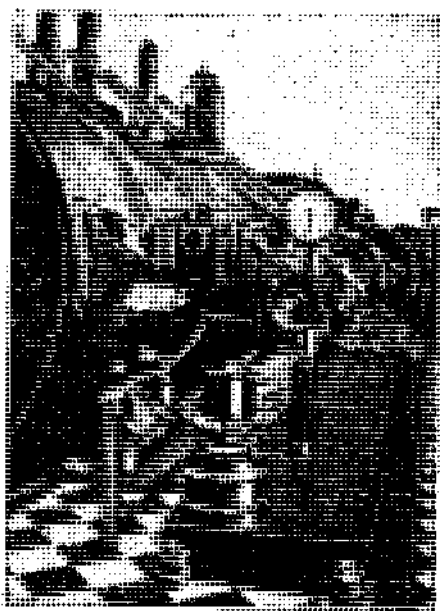
При повороте золотника S , вызванном изменением давления в ресивере, масло по одному из каналов k и соответствующей трубке u поступает в ту или иную полость цилиндра сервомотора C . Из другой полости последнего при этом масло может вытекать по трубке u , через канал k' и трубку t . Поршень D , перемещаясь под давлением масла, зубчатой рейкой z поворачивает шестеренку λ , вставленную в камень y эксцентрика Лентца. Эксцентричная папфа b этой шестеренки входит в подвижной камень x , находящийся в прорезе эксцентрикового диска. Благодаря этому устройству последний при повороте шестеренки смещается по камню y , заклиненному на валу, и изменяет степень наполнения цилиндра.

Таким образом в этой конструкции целиком сохранен механизм Лентца для привода клапанов.

Фирма «Ганомат»¹ применяла в качестве сервомотора электромотор (фиг. 366 и 367). Регулятор давления d снабжен двумя контактами, соединенными с поршнем регулятора. При перемещении последнего (в зависимости от изменения давления в ресивере) один из контактов приходит в соприкосновение со средним контактом на колонке e и замыкает ток к электромотору b . Последний при помощи червячной передачи a переставливает парораспределение (системы Лентца). При замыкании тока вторым контактом электромотор вращается в обратном направлении. В том случае, когда наполнение ц. н. д. доведено до минимума, а в нагревательной сети расход пара продолжает увеличиваться, автоматически открывается редукционный клапан c , добавляющий в сеть дроселированный свежий пар.

Описанная в предыдущем параграфе система регулирования Зальцера применяется также и для машин с промежуточным отбором пара.

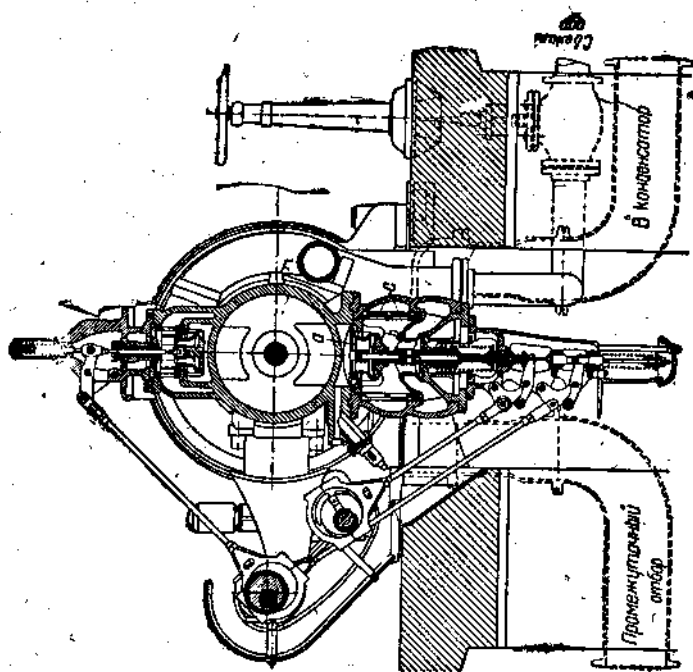
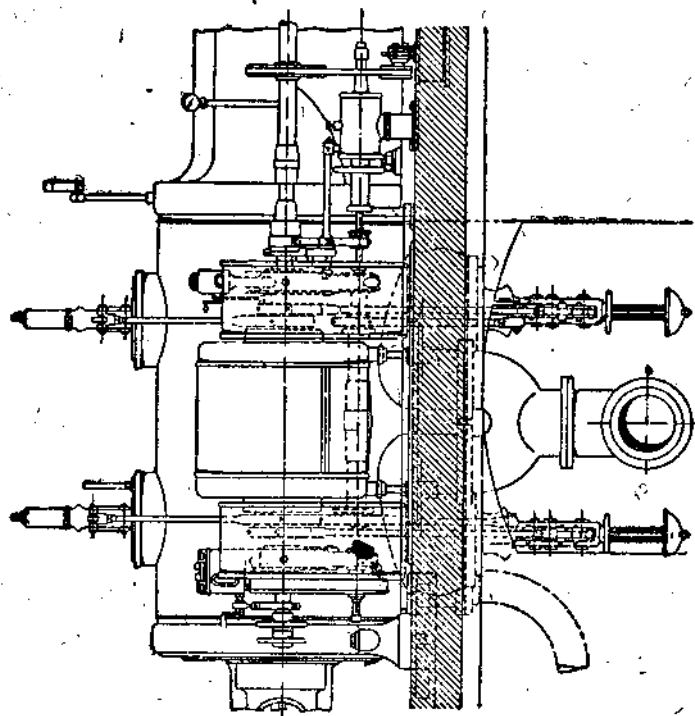
По патенту Миссонга² фирма Тиссен строила одноцилиндровые машины с промежуточным отбором пара. Одна из полостей цилиндра служила частью высокого давления, другая — частью низкого давления. При переходе пара из одной полости в другую часть его могла отбираться для целей нагрева. Машины этого типа обладали большой неравномерностью хода, требовали установки тяжелого маховика и не получили распространения. Более удачной оказалась конструкция завода «Штарке и Гофман» в Германии, изображенная на фиг. 368.



Фиг. 367. Регулирование промежуточного отбора пара завода «Ганомат».

¹ Hannoversche Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

² См. Z. d. V. d. J., 1913 г., стр. 2030.



Фиг. 368. Одноцилиндровая машина с промежуточным отбором пара завода Штарке и Горфиз.

Здесь каждая полость цилиндра обслуживается двумя выпускными клапанами, расположенными один над другим. Клапан *a* управляется эксцентриком, не зависящим от регулятора, и работает постоянно с предварительным выпуском около 10%, и степенью сжатия, равной 10%. Клапан *b*, находящийся под воздействием регулятора давления, открывается одновременно с клапаном *a*, т. е. также обуславливает предварение выпуска около 10%; закрытие же этого клапана в зависимости от положения регулятора может происходить в разные моменты и обуславливает степень сжатия 30—110%. В последнем случае клапан вовсе не открывается. Полость клапанной коробки под клапаном *b* соединена с конденсатором, пространство между клапанами *a* и *b* — с трубой промежуточного отбора. Перед последней находятся обратные клапаны *c*, которые закрываются, если давление в трубе промежуточного отбора превышает давление в клапанной коробке.

Если отбор пара не производится, клапан *b* открывается полностью и работает, как при обычной конденсационной машине со степенью сжатия 30—40%. При этом до момента закрытия клапана *a* (10% до мертвого положения) машина работает с добавочным вредным пространством между клапанами *a* и *b* (клапаны *c* в это время закрыты).

При работе с отбором пара регулятор давления устанавливает большую степень сжатия; от момента начала выпуска до закрытия клапана *b* цилиндр находится в сообщении с конденсатором; в дальнейшем давление в цилиндре повышается, и, когда оно достигнет необходимой для промежуточного отбора величины, открываются клапаны *c*, и пар направляется из машины в нагревательные приборы; отбор продолжается до тех пор, пока не закроется клапан *a* (за 10% до прихода поршня в мертвую точку).

Чем большую степень сжатия установит регулятор для клапана *b*, тем большее количество пара может быть отобрано. При максимальной степени отбора клапан *b* не открывается, и в конденсатор пар вовсе не попадает.

Индикаторные диаграммы под чертежом машины относятся к различным величинам промежуточного отбора. Как видно из диаграмм с правой стороны, при малых количествах отбираемого пара отбор производится лишь из одной полости цилиндра. Крайняя слева диаграмма иллюстрирует работу с противодавлением.

Преимущества этой машины заключаются в возможности отбора до 100% проходящего через машин/ пара, равномерной нагрузке обеих полостей цилиндра и достижении нормальной мощности даже при работе с противодавлением.

ЧАСТЬ VII.

МАШИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.

§ 119. Выгодность применения пара высокого давления.

По словам известного паротехника немецкого проф. Лёфлера мы переживаем сейчас «век пара высокого давления». Начавшиеся в 1918—1920 гг. опыты широкого применения пара высокого давления увенчались полным успехом. В настоящее время является доказанной возможность совершенно надёжно работать паром давлением до 200 ат, температурой до 500°C. Рентабельность такого режима работы зависит, конечно, от ряда факторов (стоимость топлива, стоимость оборудования, коэффициент нагрузки станции и т. д.); бесспорно, однако, что давления пара порядка 35 ат экономически выгодны для большинства конденсационных установок; при работе же с противодавлением рентабельными оказываются тем более высокие давления пара, чем выше противодавление.

Изменение термического к. п. д. в функции давления и температуры пара указано в § 6 (фиг. 10 и 11). Существенное значение имеет, однако, изменение эффективного к. п. д.

$$\eta_e = \eta_f \eta_{01} \eta_{12}$$

В паровых турбинах относительный к. п. д. η_{01} уменьшается с увеличением давления пара¹, в особенности резко — в турбинах малой мощности. Поэтому в небольших установках с паровыми турбинами применение пара высокого давления в настоящее время нецелесообразно.

Иным образом изменяется относительный к. п. д. паровой машины при увеличении давления пара.

С повышением давления существенно уменьшаются размеры цилиндра, что обуславливает понижение потерь на пропуски пара и на начальную конденсацию. Приведенные в табл. 1 (стр. 52) немногочисленные пока данные испытаний машин высокого давления подтверждают сказанное. Можно отметить при этом, что цилиндр высокого давления машины Шиндта, упомянутой в графе 16 этой таблицы, обладает относительно-индикаторным к. п. д. 91% (при расширении пара от 55 до 18,3 ат), в то время как в цилиндрах среднего и низкого давлений был достигнут коэффициент

¹ См. Г. С. Жирницкий, Паровые турбины, т. II, Киев, 1931, § 67.

$\eta_{oi} = 0,79 \div 0,80$. Точно так же ц. в. д. машины Борзига (графа 17 табл. 1) работал с относительно-индикаторным к. п. д. $92,7\%$, цилиндр же низкого давления — $88,5\%$.

Таким образом эффективный к. п. д. установки с паровой машиной с повышением давления пара возрастает быстрее даже, чем термический к. п. д. Считая, что некоторая дороговизна установок высокого давления — явление временное, можно прийти к заключению, что повышенное давление пара целесообразно даже в установках небольшой мощности, оборудованных паровыми машинами.

В крупных установках приобретает значительные размеры ц. в. д. паровой машины. Его целесообразно заменить паровой турбиной, к тому же выгоднее работающей в областях низкого давления.

Применение паровых машин в установках высокого давления — самостоятельно при небольшой мощности и в комбинации с паровыми турбинами при значительной нагрузке станции — открывает новую эру в развитии паровых машин, вновь предоставляя для них широкую область распространения.

§ 120. Типы машин высокого давления и особенности их индикаторных диаграмм.

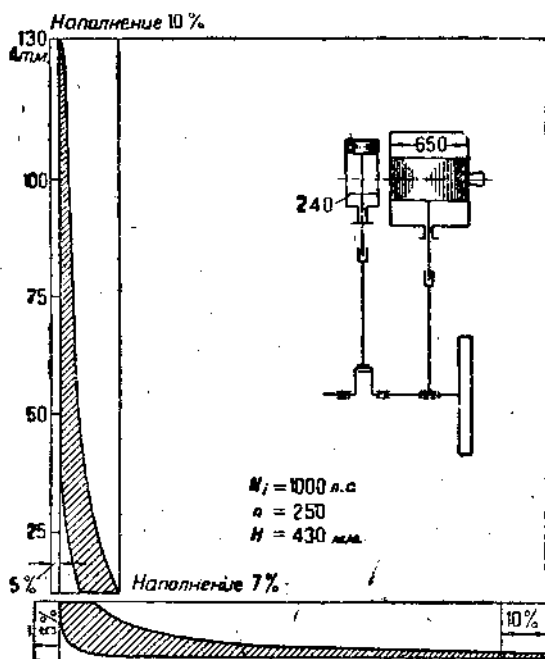
Повышение давления пара в конденсационных одноцилиндровых машинах возможно лишь до определенного предела. С одной стороны, при высоком давлении пара получаются малые степени наполнения, затрудняющие точное регулирование машины и с трудом осуществляемые парораспределительными механизмами. С другой стороны, значительная разность температур острого и отработавшего пара обуславливает опасные температурные деформации цилиндра. Обычно давление острого пара в этих машинах ограничивается $10 \div 12 \text{ ата}$, температура — $300^\circ \text{—} 325^\circ \text{C}$. Крайними пределами следует считать $p_1 = 15 \text{ ата}$, $t_1 = 350^\circ \text{C}$. При более высоком давлении пара конденсационные машины должны выполняться двойного или тройного расширения.

Индикаторные диаграммы, приведенные на фиг. 369 и 370, дают понятие о тепловом процессе машин высокого давления¹.

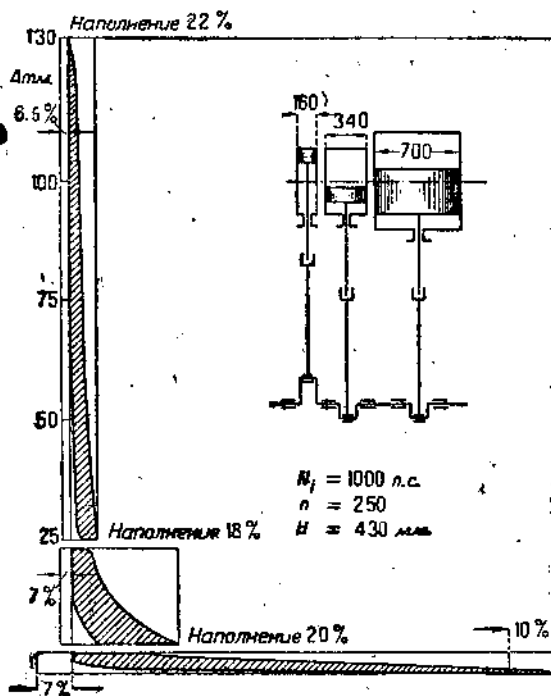
При работе паром давлением 130 ата степень наполнения ц. в. д. машины-компаунд получается около 10% , что является недостаточным. В машине тройного расширения достигаются вполне приемлемые степени наполнения во всех цилиндрах, и можно считать, что принцип четырехкратного расширения не является необходимым даже при очень высоких давлениях пара.

Машины с противодавлением могут работать с простым расширением пара даже при значительном давлении свежего пара. На фиг. 374, например, приведена теоретическая индикаторная диаграмма одноцилиндровой машины, работающей паром 100 ата , 450°C , с противодавлением 14 ата . При давлении в конце расширения $16,5 \text{ ата}$, теоретическая степень наполнения составляет 15% .

¹ Z. d. V. d. J., 1928, № 45, стр. 1642.



Фиг. 369. Схема и диаграмма конденсационной машины двойного расширения при работе паром 130 ат.



Фиг. 370. Схема и диаграмма конденсационной машины тройного расширения при работе паром 130 ат.

При построении индикаторной диаграммы машины высокого давления и при определении размеров паровых цилиндров надо иметь в виду следующее:

1. Цилиндры должны быть сконструированы с возможно малым вредным пространством для того, чтобы кривые расширения пара шли достаточно круто, обуславливая необходимую степень наполнения.

2. Для построения кривой расширения способ Слуцкого неприменим, так как формула (14) составлена для кривых расширения пара среднего давления.

3. Разность между давлением в конце расширения и давлением выпуска следует выбирать больше указанной в § 16-6. Разность эта в цилиндре с большим перепадом давления может составлять $2 \div 3 \text{ ат}$.

4. Наклон линии впуска к горизонтالي получается более значительным, чем в машинах среднего давления; действительная степень наполнения поэтому может существенно отличаться от теоретической.

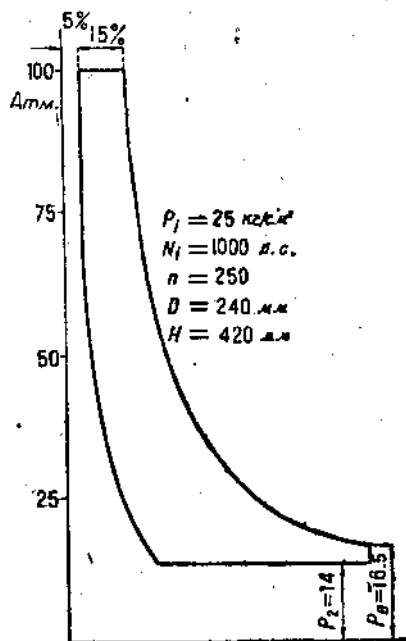
5. Отношение $\frac{S}{D}$ следует брать выше, чем в машинах среднего давления; при малом диаметре цилиндра и недостаточной величине $\frac{S}{D}$ может получиться слишком короткий цилиндр, затрудняющий размещение органов парораспределения.

6. В соответствии с этим, а также с учетом повышенного числа оборотов, на которое теперь обычно строятся паровые машины, средняя скорость поршня машины высокого давления колеблется в пределах $2 \div 4 \text{ м/сек}$.

7. Среднее индикаторное давление может достигать чрезвычайно больших величин, порядка 40 кг/см^2 например, и более.

8. Отношение объемов, непосредственно соединенных друг с другом цилиндров машин многократного расширения, может достигать $1:6 \div 1:7$. Лишь при небольших перепадах давления в одном цилиндре могут быть выдержаны обычно применяющиеся отношения объемов $1:2 \div 1:3$.

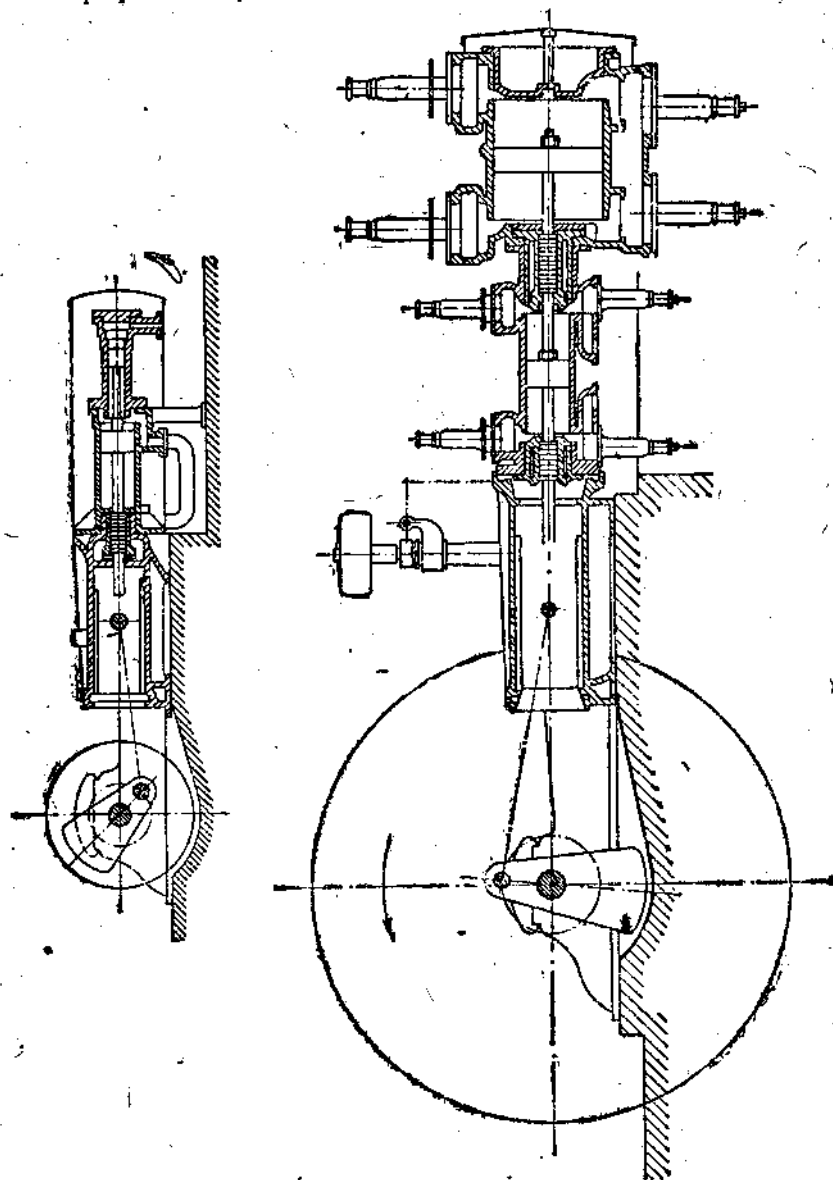
9. Отношение площади сечения поршневого штока к площади поршня больше тех 3% , которые обычно принимают при расчете машины среднего давления (см. § 18). В цилиндре с разностью давлений по обе стороны поршня свыше 75 ат указанное отношение может дойти до 20% и более. Поэтому при определении диаметра цилиндра следует рядом попыток найти одновременно и диаметр поршневого штока.



Фиг. 371. Теоретическая индикаторная диаграмма машины высокого давления с противодавлением.

§ 121. Конструктивные особенности машин высокого давления.

На фиг. 372 изображена схема одной из первых машин высокого давления, построенной заводом «Ганоман» по проекту Общества паровых машин перегретого пара Шмидта.



Фиг. 372. Опытная машина Шмидта на 55 ат с конденсацией.

Машина работала паром 55 ат, 435°C , на конденсацию с вакуумом 95% . Построенная по принципу четырехкратного расширения машина имела диаметры цилиндров 135 — 240 — 285 — 680 и ходы поршней 400 — 600 мм.

(400 мм — п. в. д. и первый ц. ср. д., 600 мм — второй ц. ср. д. и ц. н. д.). При числе оборотов $n = 150$ машина развивала мощность 150 л. с.

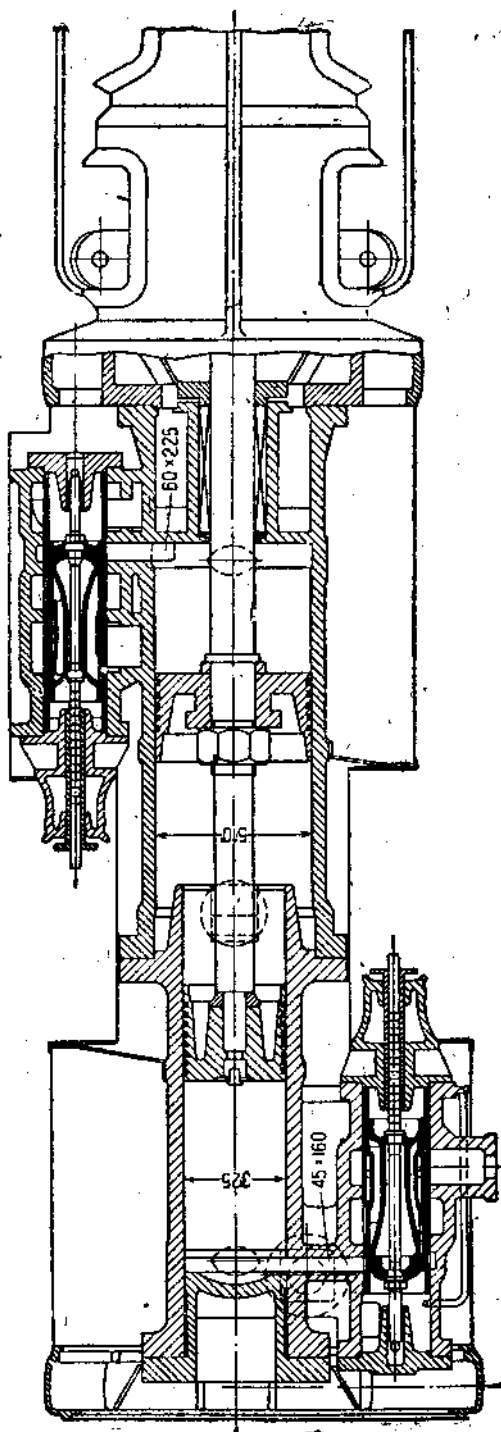
Для уменьшения начальной конденсации пара в последних цилиндрах был применен промежуточный перегрев пара в обоих последних ресиверах. Перегрев осуществлялся острым паром и доводил температуру пара до 250° перед вторым ц. ср. д. и до 220° перед ц. н. д.

Данные испытания этой машины приведены в табл. 1 в § 14.

Представленная на фиг. 373 машина работает на заводе Борзига в Берлине. Она представляет собой тандем-машину простого действия с диаметрами цилиндра $325 + 510$ мм, ходом поршня 900 мм. Число оборотов может колебаться от 90 до 120. Нормальная мощность машины 760 л. с. Машина работает паром 60 атм 400°C с противодавлением 11 атм.

Парораспределение обоих цилиндров осуществляется золотниками Гохвальга. Индикаторные диаграммы цилиндров, снятые при одном из испытаний, приведены на фиг. 374 (вверху представлено изменение давления пара перед золотниковой коробкой п. в. д.).

Расход пара и к. п. д. этой машины указаны в таблице I. На таблице VIII в конце книги дан чертеж машины высокого давления (40 — 60 атм) завода Штар-



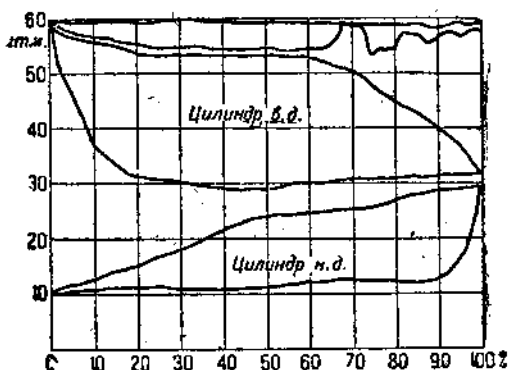
Фиг. 373. Машина завода Борзига на 60 атм.

ке-Гофман в Германии. Машина развивает мощность 800—1000 л. с. и работает с противодавлением 10 ат. Парораспределение машины обслуживается поршневыми золотниками, управляемыми от распределительного вала. Механизм сконструирован таким образом, что золотники обладают наибольшей скоростью в моменты открытия и закрытия окон.

Приведенный на фиг. 375 чертеж машины на 100 ат давления относится к неосуществленной на практике конструкции. Тем не менее он является достаточно характерным для машин столь высокого давления.

На фиг. 376 изображена машина проф. Лёфлера, уже несколько лет работающая на Венском паровозостроительном заводе. Для машины допущены рекордные значения давления и температуры пара: 120 ат и 480° Ц.

Единственный цилиндр машины имеет диаметр 170 мм; ход поршня — 450 мм. Поршень снабжен контрштоком. Несмотря на высокое давление пара, детали кривошипного механизма не получились чрезмерно тяжелыми.



Фиг. 374. Индикаторные диаграммы машины Борзига.

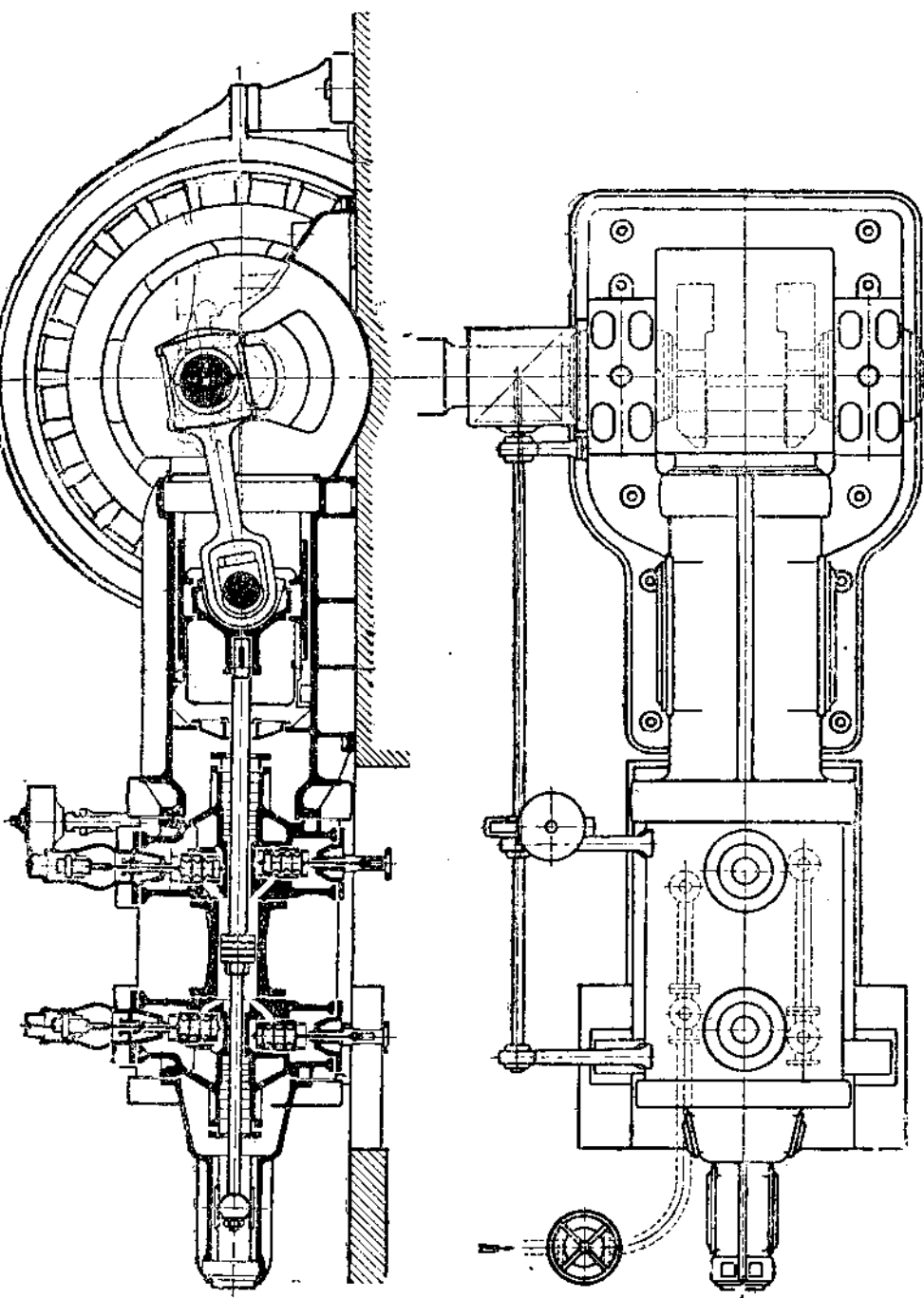
Парораспределение осуществляется односедельными клапанами, которые приводятся от горизонтального распределительного вала, расположенного по середине цилиндра. Вал этот получает вращение от коренного вала при посредстве двух пар винтовых колес. Впускные клапаны управляются качающимися кулаками, выпускные — кулачными шайбами. Регулятор специальной конструкции, сидящий на краю распределительного вала, переставляет эксцентрики впускных клапанов.

Индикаторные диаграммы машины при различных нагрузках показаны на фиг. 377. Следует обратить внимание на высокое среднее индикаторное давление (52,6 кг/см²) при мощности 520 квт.

Расход пара при полной нагрузке составил около 9 кг/квт-ч, механический к. п. д. — 90%.

На фиг. 378 и 379 изображена машина системы Шмидта, построенная в двух экземплярах заводом Борзига. Машина вертикальная тройного расширения. Размеры ее следующие:

Диаметр каждого из двух ц. в. д.	360 мм
» » » » ц. ср. д.	540 »
» ц. а. д. (одного)	850 »
Ход поршня	650 »
Число оборотов в минуту	225 »
Индикаторная мощность	6 000 л. с.

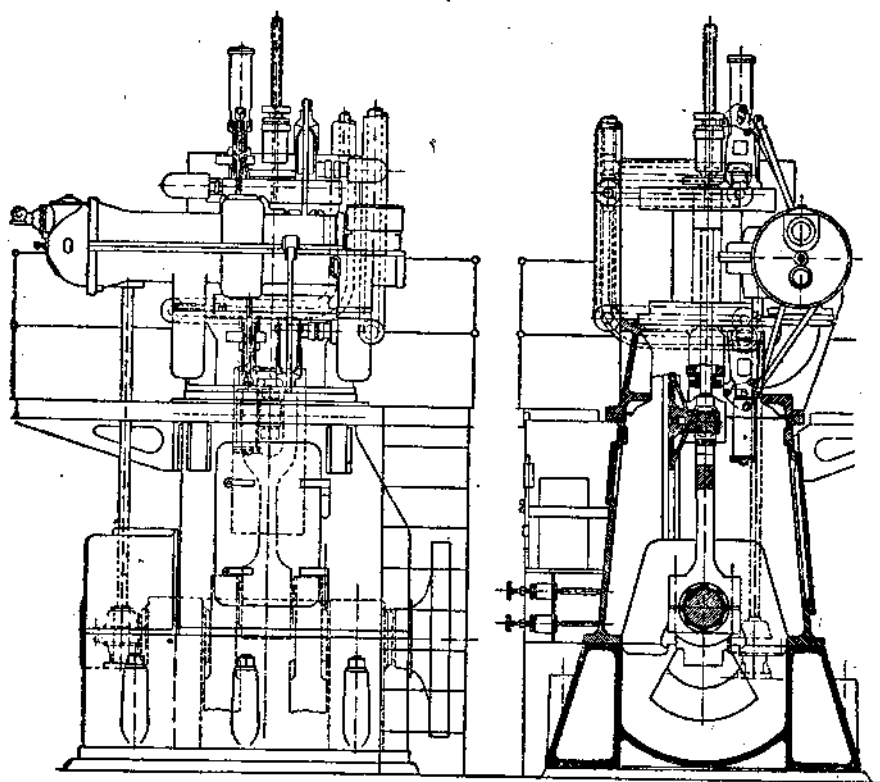


Фиг. 375. Машина Саксонского машиностроительного завода б. Гартмана $N_1=1\ 800\ \text{л. с.}$; $P_1=100\ \text{ат}$

Машина работает паром 100 — 110 атм при температуре 425°Ц с противодавлением 4,2 атм.

Между цилиндрами среднего и низкого давления осуществляется промежуточный перегрев пара до 275° Ц. Перегреватель работает конденсирующимся острым паром и виден на фиг. 379 справа. Отработавший пар перегрет на 20°.

Цилиндры высокого и среднего давления — простого действия. Этим устранен сальник на 100 ат (в ц. ср. д. $p_{max} \approx 50$ ат).



Фиг. 376. Машина Лефлера $N_s = 400$ кат; $p_1 = 120$ ат; $t_1 = 480^\circ\text{Ц}$; $p_2 = 12$ ат; $n = 300$.

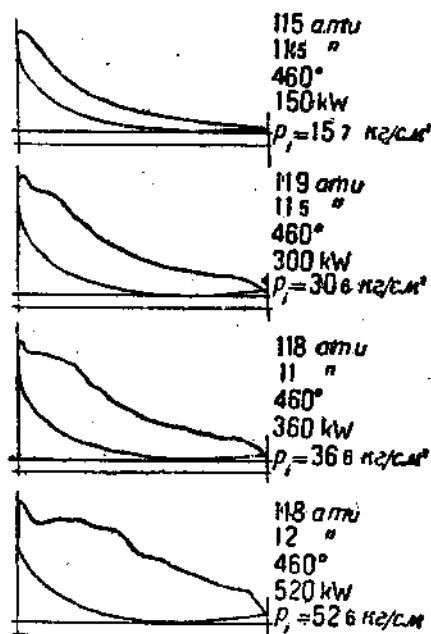
Органами парораспределения служат поршневые золотники с внутренним впуском (в ц. н. д. — золотник Гохвальда).

Особое внимание обращено на смазку цилиндра и движущихся частей; для последних применена замкнутая система смазки под давлением через маслоохладитель. Для смазки цилиндра и золотников применяется особо высококачественное масло, выдерживающее температуру до 425° Ц.

Расход пара машиной составляет примерно 9,1 кг/кат-ч.

Основываясь на приведенных конструкциях машин высокого давления, можно дать следующие указания по конструированию их.

1. Цилиндр должен представлять собою возможно простую отливку (при температуре свыше 350° — из стали). В частности целесообразно размещать органы парораспределения в крышках, что чрезвычайно упрощает конструкцию цилиндра. Толщина стенок цилиндра должна выбираться не по конструктивным соображениям, как указано в § 122 для машин среднего давления, а проверяться расчетом на прочность. При малом диаметре и особенно высоком давлении пара цилиндр может изготавливаться из кованой стальной болванки.



Фиг. 377. Индикаторные диаграммы машины Нефлера.

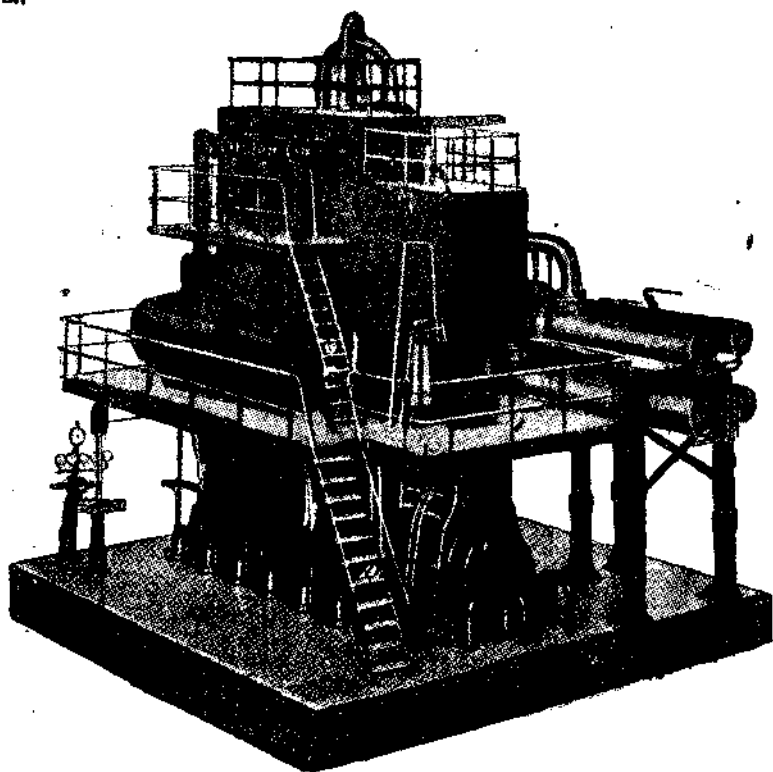
2. Поршень должен быть снабжен большим числом пружинящих колец. В машине Штарке-Гофман, например, число их доходит до девяти.

3. Работающие по лабиринтовому принципу сальники должны быть выполнены значительной длины¹.

4. Нормальные для машин среднего давления соотношения между размерами частей движения и диаметром цилиндра не могут быть распространены на машины высокого давления: при малом диаметре цилиндра все прочие детали имеют значительные размеры, обусловленные большою силою, действующей по поршневому штоку. В частности, расстояние между параллелями (высота крейцкофа) в машинах очень высокого давления значительно превышает диаметр парового цилиндра.

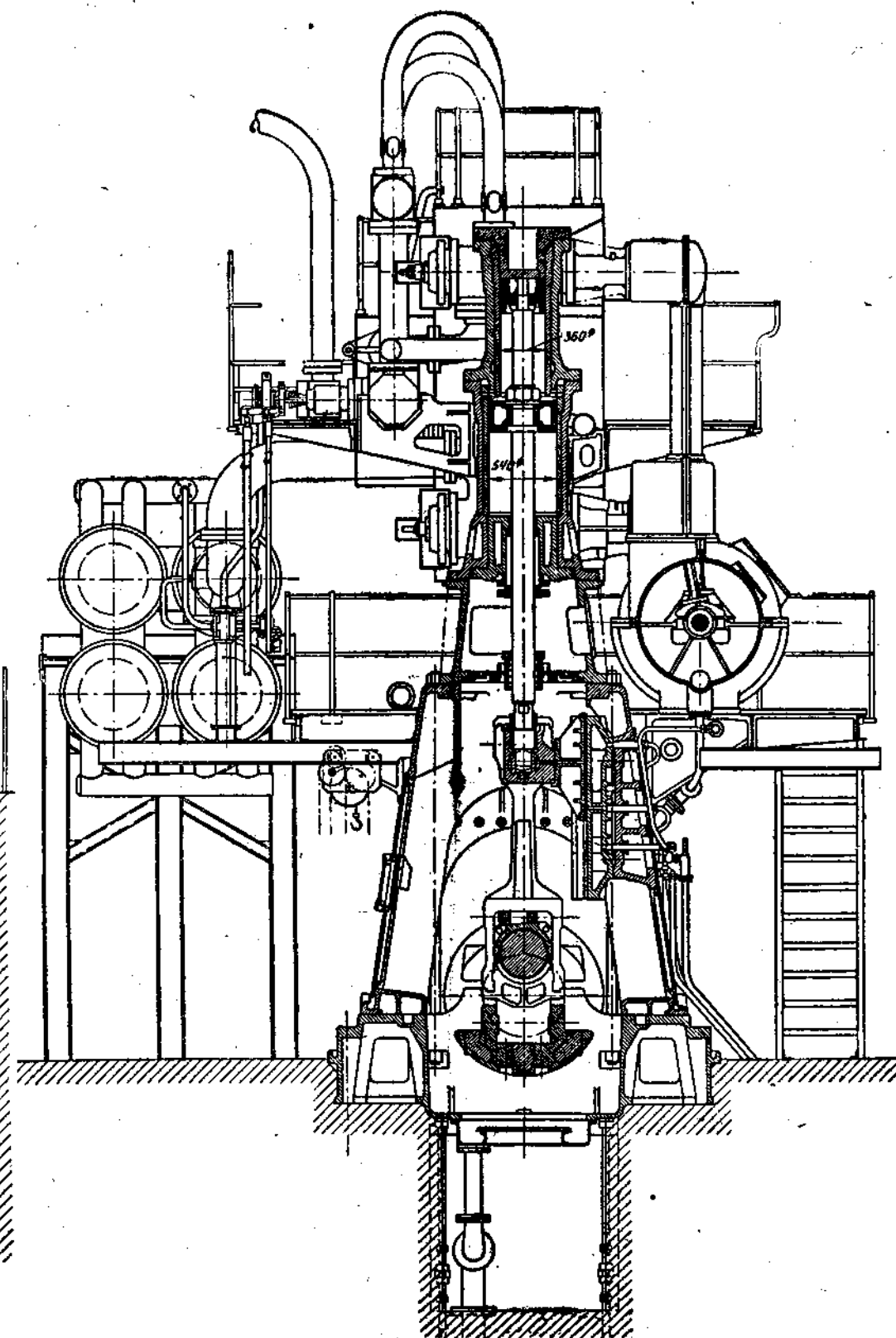
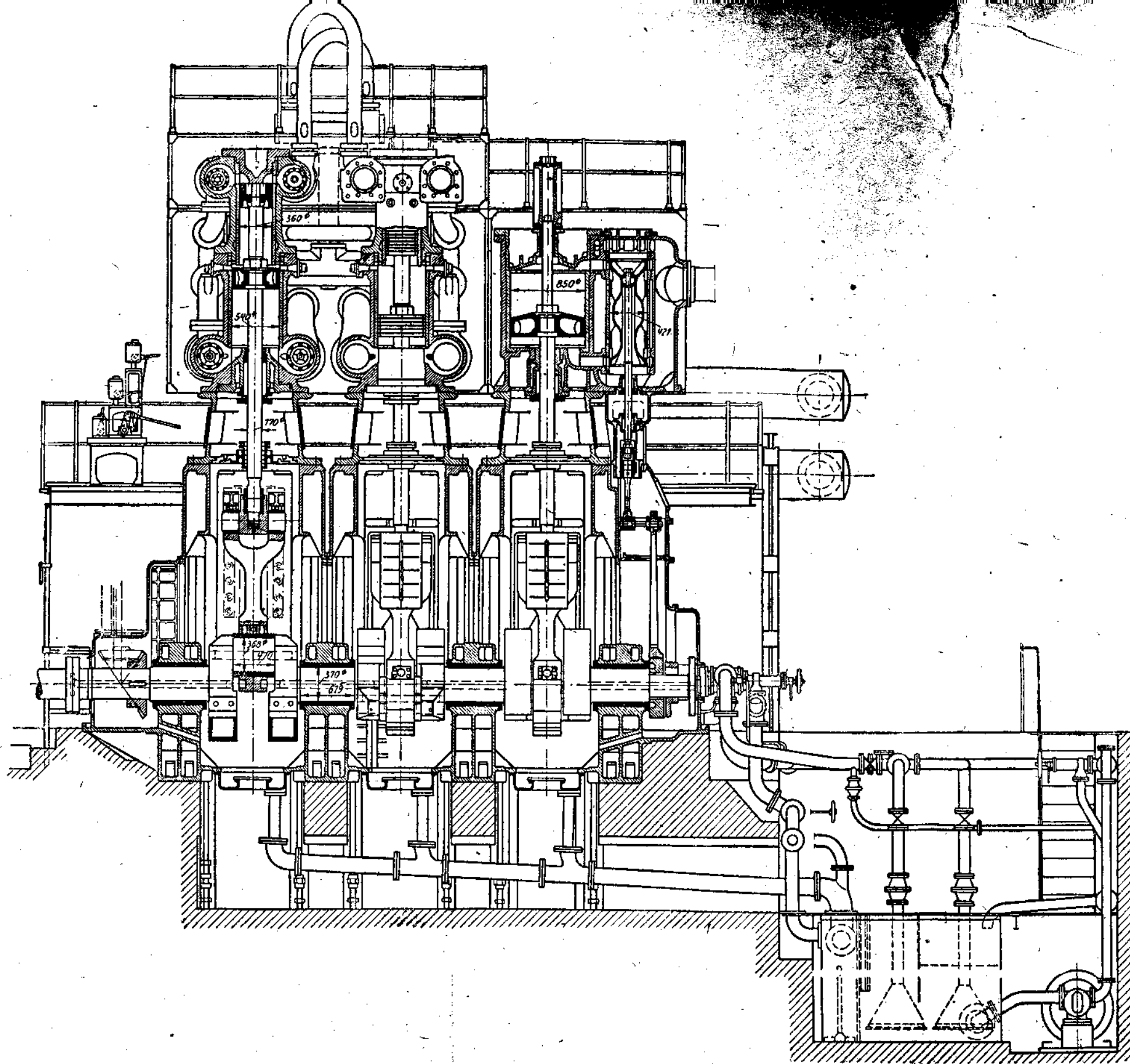
¹ Расчет лабиринтовых сальников см. книгу автора «Паровые турбины», Киев 1930, стр. 56.

5. Наиболее подходящими органами парораспределения являются поршневые золотники или односедельные клапаны. Двухседельные клапаны при высоких температурах пара не могут обеспечить достаточно плотного прилегания.



Фиг. 379. Машина завода Борзиг (к фиг. 378 см. вклейку).

6. Установка машины на фундаменте и присоединение паропроводов должны допускать возможность удлинения частей машины при нагреве. Значительная величина удлинений от нагрева должна быть принята вообще во внимание при конструировании машины, в особенности — органов ее парораспределения.



Фиг. 878. Машина тройное расширение завода Борзиг. $N_e = 6000$ л. л.; $c = 225$; $p_1 = 100$ атм; $t_1 = 425^\circ\text{C}$; $p_2 = 4,2$ атм.

ЧАСТЬ VIII.

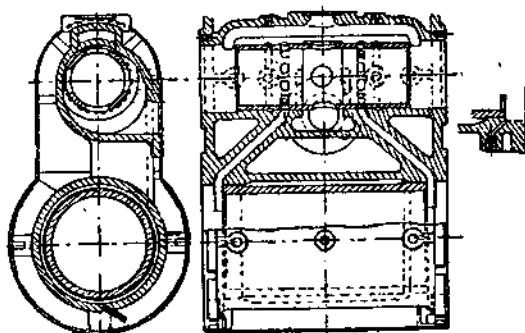
КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 122. Паровой цилиндр.

Конструкция цилиндра для горизонтальной машины с цилиндрическим золотником показана на фиг. 380 (в поперечном разрезе и плане). Золотниковая коробка отлита заодно с цилиндром, и в нее вставлена втулка с окнами, ведущими к каналам в паровой цилиндр. Пар впускается сбоку (на чертеже сверху), а выпускается снизу (на чертеже сбоку). Рабочая поверхность цилиндра образована чугуиной втулкой, запрессованной в отливку цилиндра. С боков цилиндра (на чертеже снизу) расположены отверстия для индикаторов, сверху (на чертеже слева) — для подачи смазки, снизу (на чертеже справа) — для продувочных кранов.

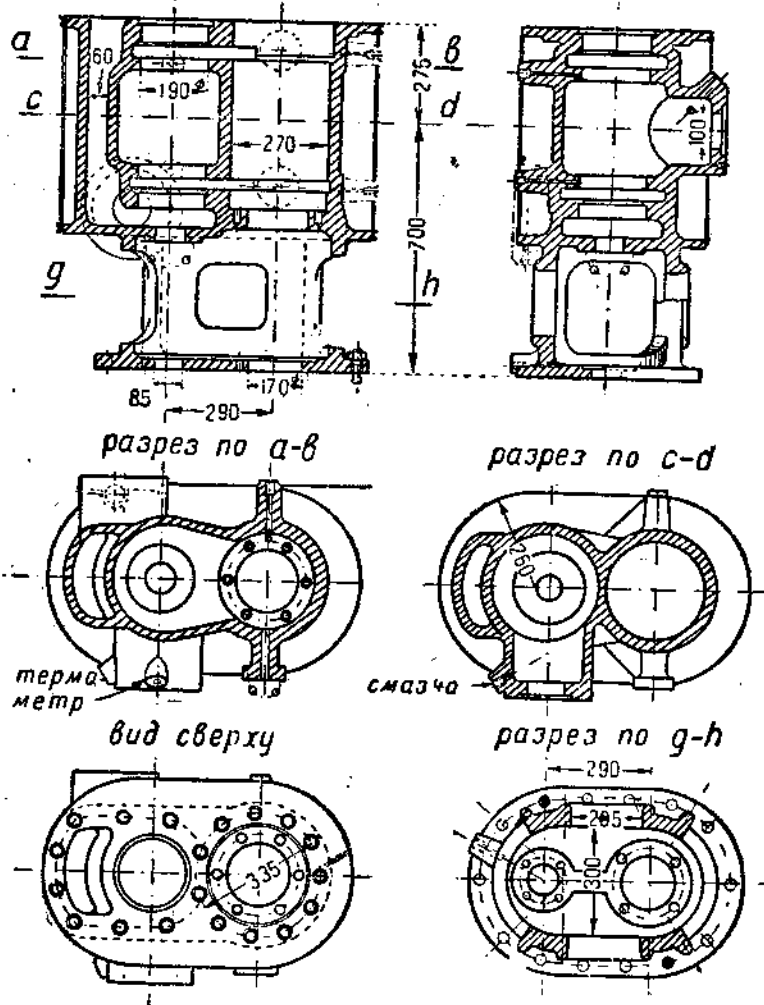
На фиг. 381 приведен пример конструкции цилиндра быстроходной вертикальной паровой машины с цилиндрическим золотником. Заодно с цилиндром и золотниковой коробкой отлита подставка, которою цилиндр опирается на колонну машины (фиг. 431). Подвод пара к золотниковой коробке совершается через патрубок по середине высоты цилиндра. Отработавший пар удаляется через боковой канал в золотниковой коробке и патрубок в нижней ее части.

На фиг. 382 представлена конструкция цилиндра с клапанным парораспределением. Клапанные коробки и лапа, которой цилиндр опирается на фундамент, отлиты заодно с цилиндром. Пар подводится к каждой из клапанных коробок по трубе, присоединяющейся под обшивкой к фланцу клапанной коробки (см. третью проекцию вверх). Отвод пара производится снизу. Вставной втулки цилиндр не имеет, что вообще характерно для



Фиг. 380. Цилиндр горизонтальной золотниковой машины.

современных машин. Продувательные краны присоединяются к нижней части выпускных клапанных коробок. На второй верхней проекции с левой стороны показано место прикрепления кронштейнов распределительного валика. Левая сторона цилиндра соединяется с рамой (параллелями) машины.



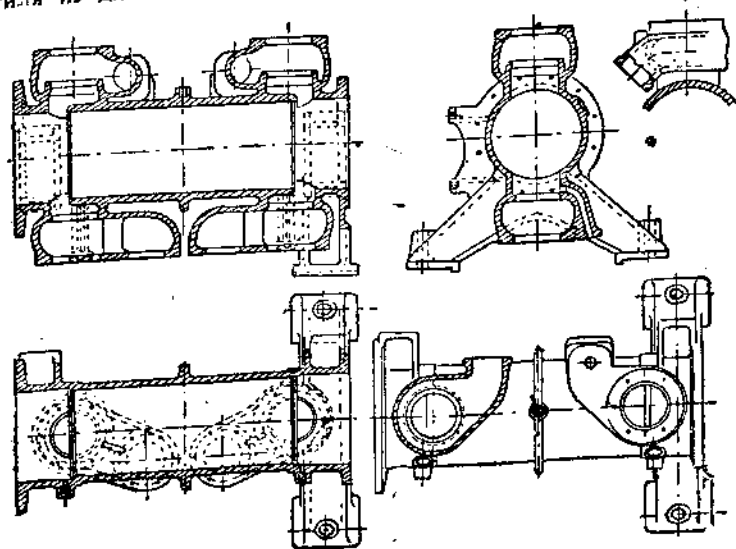
Фиг. 381. Цилиндр вертикальной быстроходной ($n=400$) машины завода Erste Brünnler Maschinenfabriks-Gesellschaft (Чехо-Словакия).

Подобная же конструкция парового цилиндра, но с рубашкой шаровой формы, представлена на фиг. 383 (машинностроительного завода Мёллера).

Некоторым недостатком обеих конструкций является сложность чугунол отливки, затрудняющая равномерное расширение частей цилиндра при их нагреве. Шаровая форма паровой рубашки на фиг. 383 облегчает, впрочем,

температурные деформации. Более рациональным является расположение клапанов в крышках, при котором цилиндр приобретает вид простой трубы. Конструкция такого цилиндра для прямоходной машины, изображенной на фиг. 211, показана на фиг. 384. Цилиндр в этой конструкции опирается на конденсатор и отчасти на штанги *a* (редко применяемая, хотя и удачная конструкция), так что опорные лапы отсутствуют. Через отверстия сверху во фланцев подводится смазка. В машинах не прямоходных масло рациональнее подводить по середине цилиндра.

На фиг. 385 представлена конструкция передней крышки цилиндра (при-мыкающей к параллелям). Подвод пара совершается снизу, сверху помещается клапанное гнездо, снизу по бокам впускного патрубка расположены два вентиля *m* для включения добавочного вредного пространства *n*. Отвер-



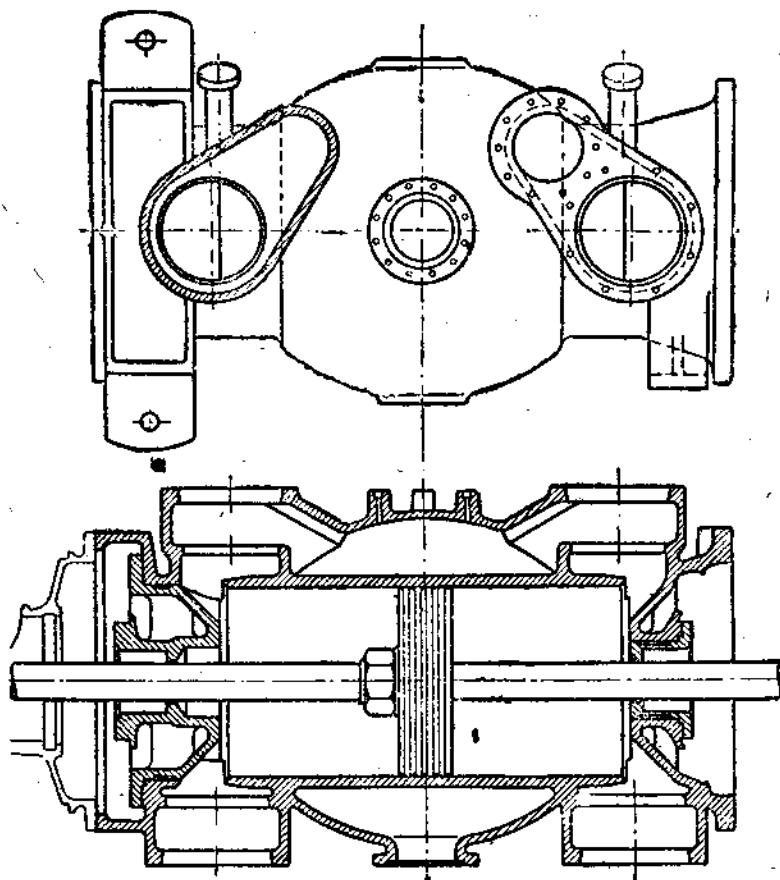
Фиг. 382. Цилиндр горизонтальной паровой машины с клапанным парораспределением.

стия *k* служат для выемки шипки из отливки и заглушены пробкой, к отверстию *л* ставится продувальный кран, отверстие *е*—для индикаторного крана.

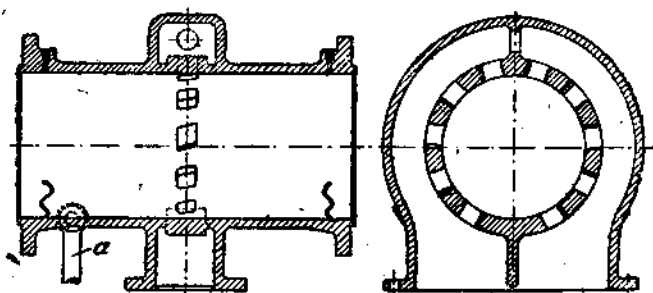
Подобные конструкции крышек применяются и во многих непрямоходных современных машинах (табл V, VII, XII и XIII в конце книги).

Паровые рубашки цилиндров обычно устраиваются в кольцевой полости между стенками цилиндра и запрессованной в него втулкой. Паровая рубашка прямоходной машины показана на фиг. 266, она захватывает лишь части цилиндра, соприкасающиеся с острым паром.

Цилиндры тандем-машин соединяются между собой при помощи так называемого фонари, пример конструкции которого представлен на фиг. 386. В фонаре расположена втулка, поддерживающая и направляющая поршневой шток. Фонарь должен быть строго центрирован по отношению к цилиндрам и иметь такие размеры, чтобы сквозь него могли пройти крышки цилиндров.

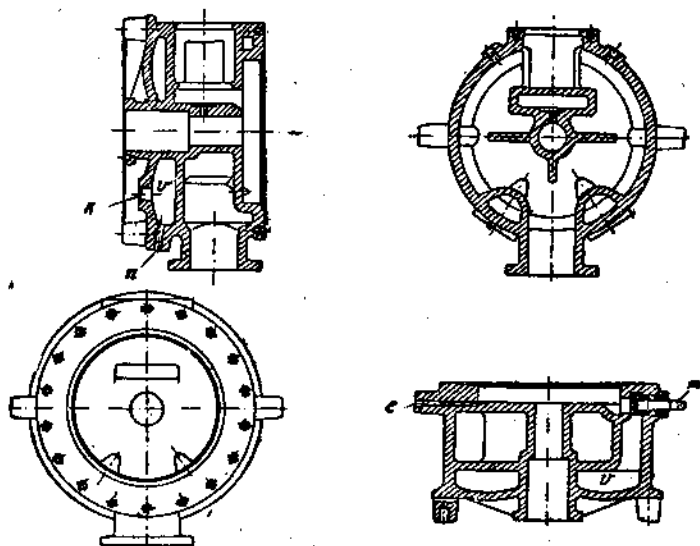


Фиг. 383. Паровой цилиндр клапанной машины завода K & Th. Möller (Brackwede).



Фиг. 384. Цилиндр прямоточной машины.

Особый интерес представляет конструкция коротких tandem-машин, в которых соединительный фонарь отсутствует, и цилиндры отделяются друг от друга общей промежуточной крышкой. Машина такого типа описана в части IX (табл. IV), здесь же мы приводим чертеж ее паровых цилиндров (фиг. 387). Оба цилиндра представляют собой одну отливку. Цилиндр высокого давления соединен с параллелями машины, ц. и. д. имеет лапы, опирающиеся на фундамент. Впускные клапаны малого цилиндра расположены снизу, большого — сверху. Сложная отливка цилиндра окупается простотой и компактностью машины в целом.



Фиг. 385. Крышка парового цилиндра прямоходной машины.

Арматурой цилиндра служат: продувальные краны, располагаемые в самых низких местах каждой из полостей, индикаторные краны, служащие для присоединения индикаторов, предохранительные клапаны (в клапанных машинах часто отсутствуют), цилиндрические масленки для смазки с двумя кранами, или штуцера для подачи смазки под давлением.

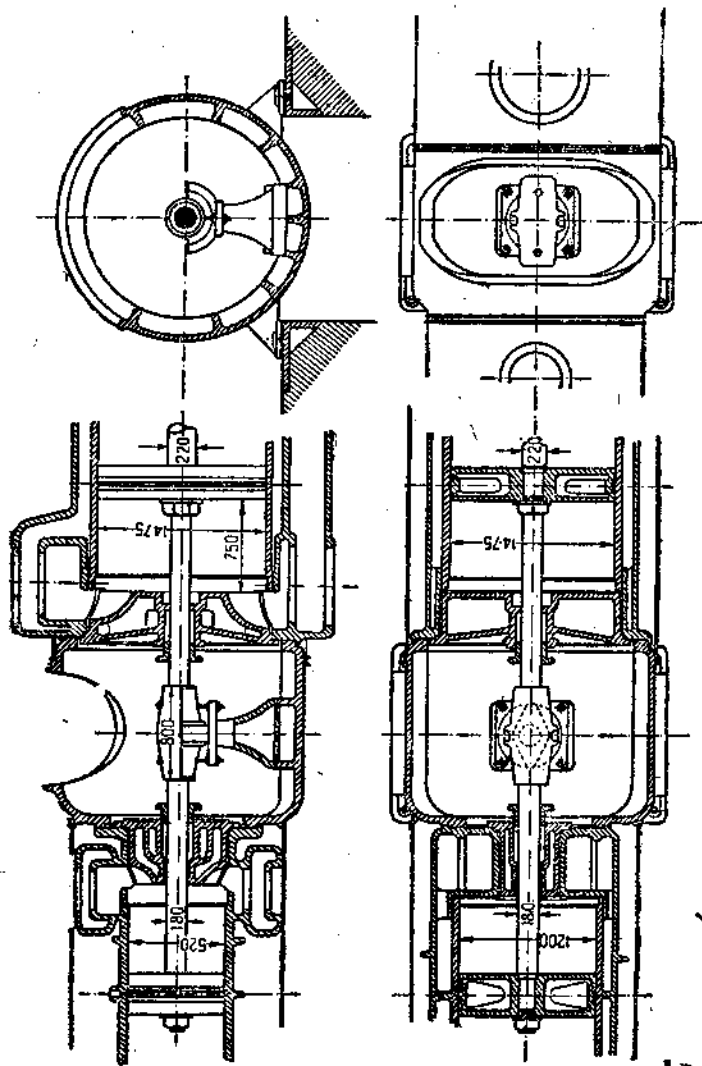
При конструировании цилиндра особое внимание следует обращать на простоту отливки, плавность переходов, постоянство толщины стенки. Всячески следует избегать значительного скопления материала возле фланцев или в местах соединения с клапанными коробками. Стенки последних лучше не отливать заодно с фланцами цилиндра. Продольных ребер на внешней поверхности цилиндра не делают. Редко применяют теперь также и поперечные (кольцевые) ребра.

Толщина стенок цилиндра машин среднего давления определяется по эмпирической формуле

$$\delta = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ см.} \quad (94)$$

где D — диаметр цилиндра в см.

При вертикальной отливке цилиндров (лучшее качество материала), а также для цилиндров вертикальных машин толщина стенки может быть взята на 10—20 % менее.

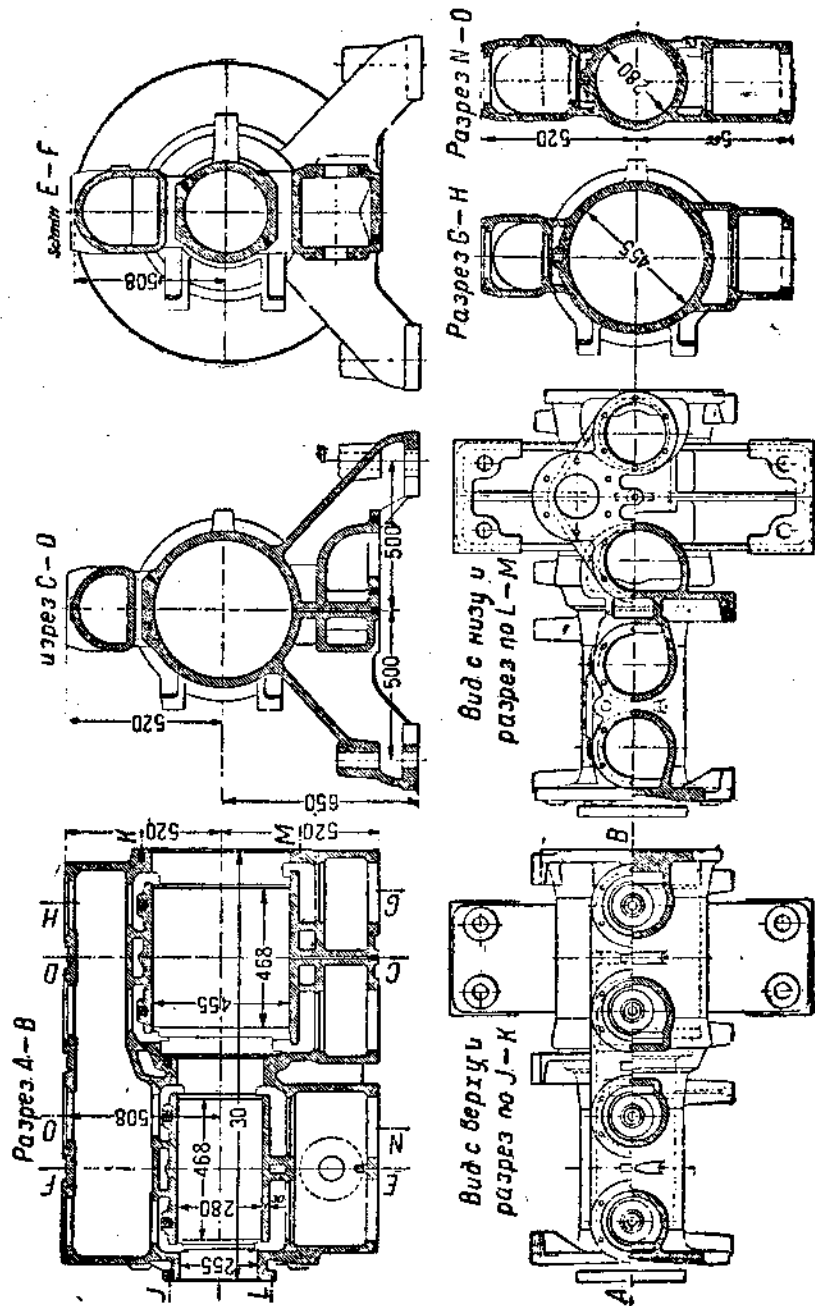


Фиг. 386. Соединительный фонарь тандем-машин.

В машинах высокого давления следует проверить напряжение стенки по формуле

$$R_s = \frac{D p_1}{2\delta}, \quad (95)$$

причем R_s не должно превышать 100—150 кг/см² для чугунного литья, 250—350 кг/см² — для стального литья.



Фиг. 387. Паровые цилиндры тепломашин Лентя короткого типа.

Толщина стенки рубашки (наружной) берется

$$\delta_1 = (0,9 \div 0,8) \delta.$$

Толщина стенок золотниковой и клапанных коробок

$$\delta_2 = (0,8 \div 0,7) \delta.$$

Фланцы цилиндра делаются толщиной

$$s = (1,4 \div 1,5) \delta.$$

Фланцы золотниковой коробки

$$s_1 = (1,4 \div 1,5) \delta_2.$$

Число болтов для крышек цилиндра выбирается:

$$i = \frac{D}{8} + 4; \quad (D — \text{в см}).$$

Расстояние между болтами при этом не должно превышать 15 см.

Диаметр болтов рассчитывается на растяжение, причем допускаемое напряжение ввиду особой ответственности этих болтов и значительной неучитываемой затяжки их берется

$$R_s < 300 \text{ кг/см}^2.$$

Для выбора диаметра болтов можно пользоваться эмпирической формулой:

$$d = a \sqrt{\frac{P}{i}} + 0,5 \text{ см},$$

где P — сила давления пара на крышку, $a = 0,045$ при тщательной обработке фланцев и мягкой прокладке между ними, $a = 0,055$ при менее тщательной обработке и твердой прокладке. Определенный по этой формуле диаметр болта нужно проверить все же на растяжение (пользуясь при этом, конечно, внутренним диаметром резьбы). Из чисто практических соображений не следует ставить болты диаметром менее $1\frac{1}{4}$ дюйма.

Длина трущейся части цилиндра

$$l = S + b - 2u,$$

где S — ход поршня,

b — ширина поршня между краями колец (фиг. 402),

u — свес кольца с рабочей поверхности цилиндра при мертвом положении поршня.

Величина u определяется по формуле

$$u < 0,15 \frac{h}{p_1 - 1} \text{ сантиметров,} \quad (96)$$

где h — ширина поршневого кольца в $см$ (фиг. 406),

p_1 — давление пара при впуске в $атм$.

Иногда свеса колец не делают, опасаясь сжатия их острым паром при мертвом положении поршня.

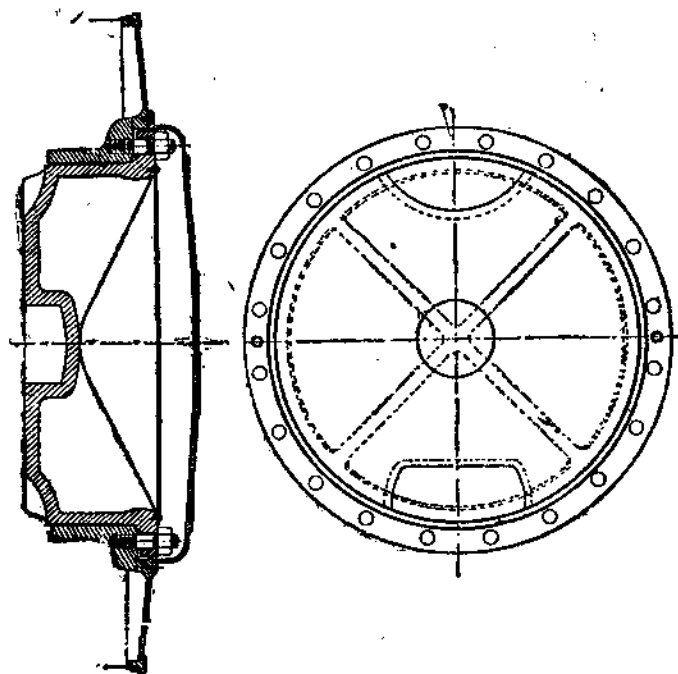
Зазор между крышкой цилиндра и поршнем делается

$$k = 0,002 S + 0,3 \text{ см,} \quad (97)$$

поэтому вся длина цилиндра между крышками

$$l_1 = S + b_1 + 2k,$$

где b_1 — полная ширина поршня.



Фиг. 388. Задняя крышка цилиндра.

Сечение впускных и выпускных патрубков рассчитывается на скорость пара в 1,3 ÷ 1,5 раза меньшую, чем в парораспределительных органах. При работе на конденсатор желательно скорость выпуска иметь не более 20 $м/сек$.

Крышки парового цилиндра делают фасонного сечения и снабжают ребрами для повышения прочности. Конструкция задней крышки показана

на фиг. 388. Крышка эта снабжается обшивкой, заключающейся обычно в чугунном днище небольшой толщины. Передняя крышка конструируется различными способами и в большинстве случаев имеет диаметр меньший, чем задняя. В рациональных конструкциях передняя крышка должна выниматься или внутрь цилиндра, или между параллелями. Менее удачны конструкции, в которых крышка зажата между фланцем цилиндра и параллелями, что затрудняет осмотр и ремонт машины.

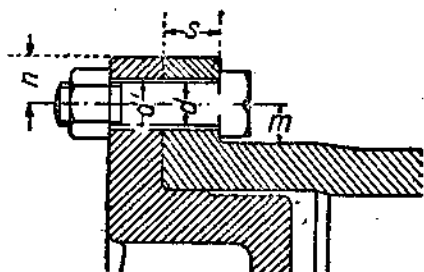
Толщина стенок крышки определяется по формуле

$$\delta_0 = \frac{D_1}{2} \sqrt{\frac{p_1 - 1}{R_0}} \text{ сантиметров,} \quad (98)$$

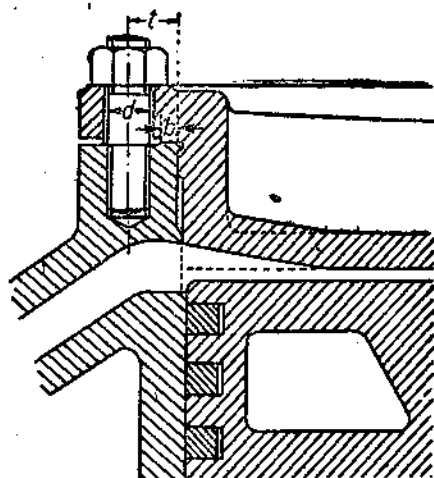
где D_1 — диаметр крышки, подвергающейся давлению пара,

R_0 — допускаемое напряжение на изгиб, которое не должно превышать 300 кг/см^2 .

Двойные пустотелые крышки рассчитываются по тем же формулам, что



Фиг. 389. Соединение крышки с цилиндром при помощи болтов.



Фиг. 390. Соединение крышки с цилиндром при помощи шпилек.

и поршни такой же конструкции (формула 102 в следующем параграфе).

Особое внимание следует обратить на конструкцию соединения крышки с цилиндром. Способ соединения по фиг. 389 не может быть признан удачным, так как в зазоре между крышкой и цилиндром появляются излишние вредные поверхности.

Более целесообразными являются конструкции по фиг. 390 и 391, в которых притом диаметр цилиндрической поверхности крышки с внутренней стороны меньше, чем с наружной, что облегчает пригонку крышки.

Размер m на фиг. 389 выбирается лишь немногим больше расстояния между гранями головки болта с тем, чтобы препятствовать вращению болта. Величина n берется не менее $d + 2 \text{ мм}$. Диаметр отверстия для болта $d' = 1,08d + 0,5 \text{ мм}$.

Ширина опорной поверхности на фиг. 390 выбирается:

для ц. в. д. $b = 0,01 D + 0,8 \text{ см}$

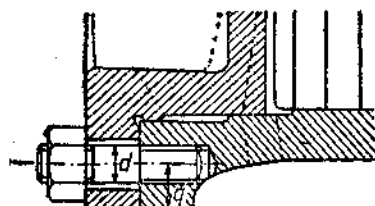
для ц. н. д. $b = 0,006 D + 0,8 \text{ см}$.

Размер z составляет обычно (фиг. 391)

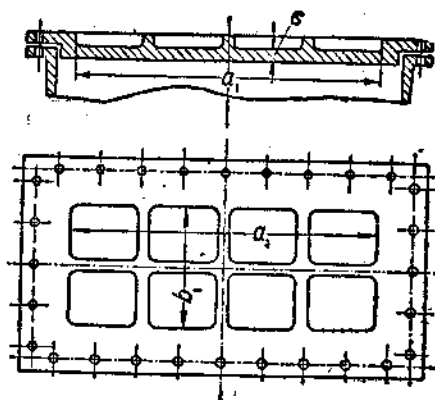
$$t > b + 0,6d + 0,1 \text{ см}$$

$$q > d + 0,4 \text{ см.}$$

Длина резьбы на шпильке, ввинченной в тело цилиндра, должна составлять $(1,3 \div 1,7) d$, глубина отверстия — еще на $0,2d$ больше. Отверстия для шпилек ни в коем случае не должны сообщаться с паровым простран-



Фиг. 391. Соединение крышки с цилиндром при помощи шпильки.



Фиг. 392. Крышка золотниковой коробки.

ством. При недостаточной толщине стенки могут быть сделаны против отверстий местные приливы полушаровой формы.

Плоские крышки золотниковых коробок (фиг. 392) рассчитываются по формуле

$$s = 0,5b_1 \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2} \frac{1}{R_b}} \text{ сантиметров.} \quad (99)$$

Величины a_1 и b_1 (в см) имеют указанные на чертеже значения. Напряжение R_b допускается не выше 300 кг/см^2 .

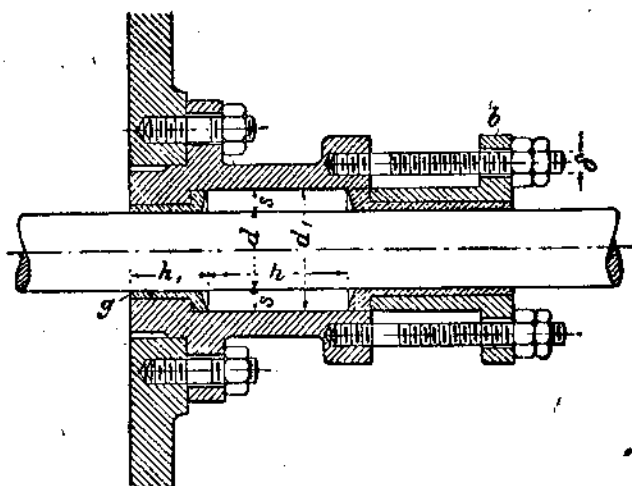
§ 123. Сальники.

В крышках парового цилиндра, через которые проходит поршневой шток, устраиваются сальники, назначение которых — препятствовать утечке пара наружу.

Сальники состоят в основном из трех частей (фиг. 393): грундбухсы (высотой h_1), набивки (высотой h) и нажимной втулки.

Набивка делается или мягкая (пенька, асбест), или металлическая (из колец чугунных или специальных сплавов).

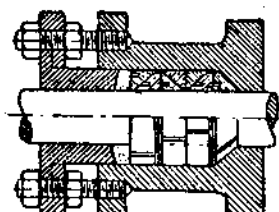
Сальник никоим образом не должен служить поддержкой поршневого штока. Материал и способ изготовления частей сальника должны быть та-



Фиг. 393. Сальник с мягкой набивкой.

жовы, чтобы поршневой шток подвергался минимальному срабатыванию. С этой целью и шток изготавливается из твердой стали и шлифуется по поверхности.

Конструкция простейшего сальника с мягкой набивкой показана на фиг. 393. Размеры, указанные на чертеже, принимаются:



Фиг. 394. Сальник с «неподвижной» металлической набивкой.

$$s = 0,65 \sqrt{d} + 0,8 \sqrt{d},$$

$$d_1 = d + 2s,$$

$$h > d_1,$$

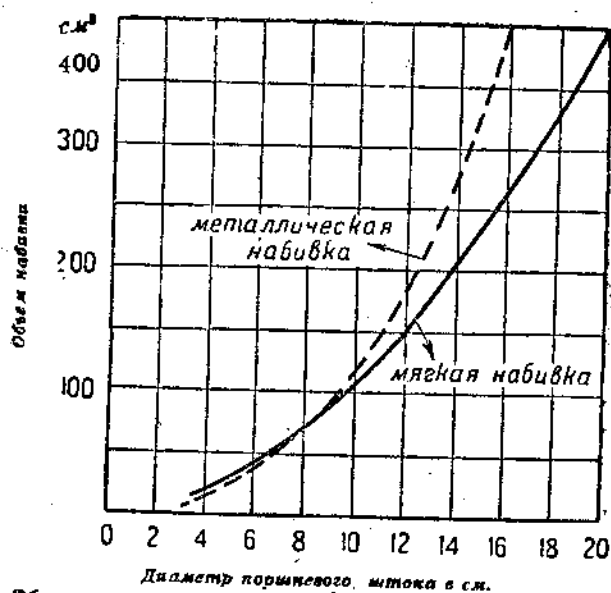
$$h_1 = 0,5d + d.$$

Диаметр болтов b берется не менее $1/3$ дюйма. Число болтов обычно 2—3.

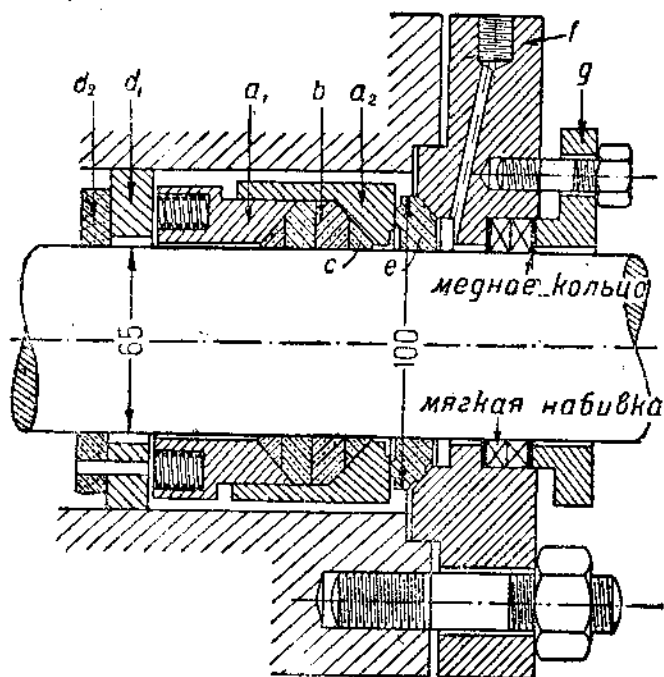
Нажимная втулка часто конструируется так, чтобы при подтягивании ее не происходило перекоса; для этого или устраиваются специальные направляющие в крышке цилиндра, или подтягивание болтов совершается одновременно при помощи зубчатого колеса, сцепляющегося с шестернями, надетыми на болты и играющими роль гаек.

В настоящее время чаще применяют металлическую набивку сальников как более устойчивую в работе. Такая набивка совершенно необходима при работе перегретым паром. Примером может служить приведенная на фиг. 394 конструкция. Набивка состоит из разрезных (на две части) колец трапецевидного сечения, прижимаемых к штоку и к корпусу сальника. Внутренние кольца (прилегающие к штоку) изготавливаются из баббита¹,

¹ Состав для насыщенного пара: свинца — 80%, олова — 12 + 18%, сурьмы — 8 + 2%; для перегретого пара: свинца — 80%, сурьмы — 20%.



Фиг. 395. Объем пространства, занимаемого «неподвижной» набивкой сальника в функции диаметра поршневого штока.



Фиг. 396. Подвижная металлическая набивка завода А. Botsig (Berlin)

наружные из латуни или чугуна. Между половниками кольца остается зазор 1,5 — 6 мм. Стыки колец, конечно, смещены друг относительно друга.

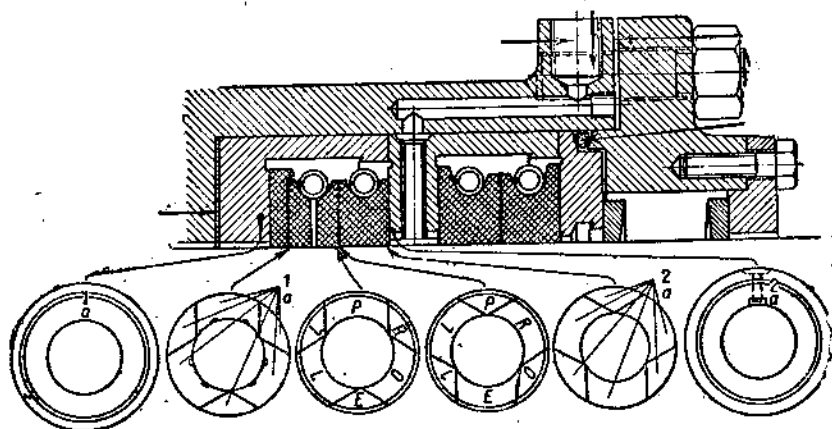
Число колец зависит от давления пара и составляет 2 — 3 в ц. н. д., 4 — 6 — в ц. в. д.

Переднее кольцо (на чертеже слева) изготавливается из мягкого дерева. Отверстия с резьбой в каждом из колец служат для их вытягивания.

Обе описанные конструкции сальника относятся к так называемым сальникам с неподвижной набивкой. Уплотнение в них достигается нажатием передней втулки.

Объем пространства, необходимого для набивки этого типа, при средних давлениях пара (не выше 12 ат) можно определить по графику на фиг. 395.

Для того чтобы набивка сальника могла, не срабатываясь, следовать за искривлениями поршневого штока, целесообразно конструировать ее в виде подвижных металлических колец.



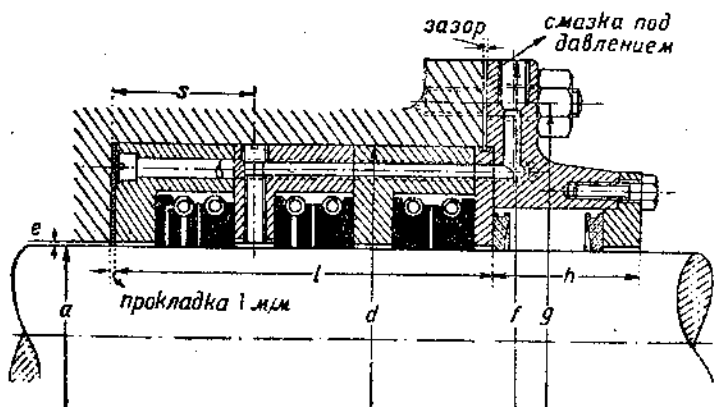
Фиг. 397. Сальник Прелля.

Примером такой набивки для ц. н. д. может служить фиг. 396. Набивка состоит из разъемных (из двух половин) колец красной меди b и c , лежащих между кольцами a_2 и a_1 . В отверстиях последнего размещены пружинки (диаметром 10 мм, толщиной проволоки 1,8 мм), упирающиеся в корпус d_2 при посредстве кольца d_1 . Кольцо e с шаровой поверхностью плотно пришлифовано и внутренней и боковыми поверхностями. Нажимная втулка g сжимает мягкую набивку между двумя медными кольцами.

На фиг. 397 изображен чрезвычайно распространенный сальник Прелля. Он состоит из нескольких камер (на чертеже двух), образованных кольцами Г-образного сечения, плотно пришлифованных друг к другу и к крышке цилиндра. В камерах помещаются по два чугунных кольца, состоящих каждое из шести частей; линии разреза колец показаны на чертеже. Кольца точно пришлифованы к поршневому штоку и стянуты по наружной поверхности спиральной пружиной. Точно пригнаны друг к другу они и боковыми поверхностями, так что аксиальных зазоров здесь нет. Зато при прогибе поршневого штока кольца могут перемещаться в радиальном направлении.

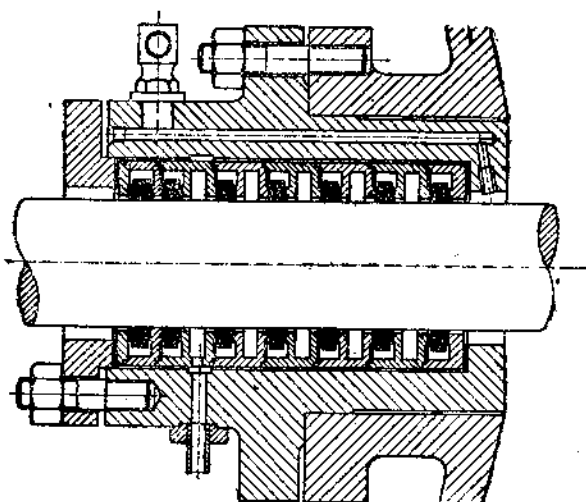
Смазка подводится через отверстие между обемки камерами. С передней стороны закладывается мягкая набивка.

Действие сальника основывается на принципе лабиринта: пар, просачиваясь между кольцами, постепенно теряет свое давление, скорость пара,



Фиг. 398. Сальник Прелля.

а следовательно, и количество его будет тем меньше, чем больше число камер. Последнее в зависимости от давления пара и диаметра поршневого штока выбирается от одного до пяти.



Фиг. 399. Сальник Лентца.

На фиг. 398 изображена конструкция сальника Прелля, состоящая из трех камер; Г-образные кольца стянуты винтом, ввинченным в переднюю крышку сальника. Такая конструкция чрезвычайно облегчает разборку и осмотр частей сальника, который в собранном виде легко вытаскивается из крышки цилиндра.

В табл. 14 указаны размеры сальника, отмеченные на фиг. 398, но относящиеся также (за исключением размера d) и к фиг. 397.

ТАБЛИЦА 14

Основные размеры сальников Прелля

Диаметр поршне- вого штока	Число камер при давлении пара менее			Наружный диаметр Г-образных колец		Длина комплекта набивочных ко- лец / при давле- нии пара менее			Радиальный зазор поршневого штока	Диаметр передней крышки	Диаметр окр. от- верстий для бол- тов	Высота передней крышки	Расстояние до сма- зочного канала
	3 ата	11 ата	14 ата	фиг. 397	фиг. 398	3 ата	11 ата	14 ата					
	a												
30	1	2	3	95	120	60	110	160	1,5	165	130	70	60
50	1	2	3	115	140	66	122	178	2	200	160	70	67
75	1	2	3	150	180	71	131	191	2	255	210	85	71
100	2	2	3	180	210	139	139	203	2,5	305	255	95	76
125	2	3	4	210	240	152	222	292	2,5	340	285	105	83
150	2	3	4	240	270	157	229	301	3	380	320	110	85
175	2	3	4	270	305	186	272	358	3	415	355	125	102
200	3	4	5	295	330	302	398	494	3,5	450	385	125	115
225	3	4	5	330	370	378	498	618	3,5	500	430	135	145
245	3	4	5	335	395	410	540	670	3,5	530	455	140	158

По лабиринтовому принципу построен также сальник Лентца, изображенный на фиг. 399. Здесь в ряде камер помещены неразрезные чугунные кольца с минимальным зазором, прилегающие к боковым стенкам камер. Особенно тщательно шлифуются кольца к поршневому штоку с самым минимальным, необходимым лишь для устранения трения зазором.

Сверху к сальнику подводится смазка, просочившийся и сконденсировавшийся пар отводится через трубку снизу.

Сальники Лентца, несмотря на дороговизну их изготовления, пользуются большим распространением, в особенности в вертикальных машинах, где они не подвержены одностороннему срабатыванию, как это имеет место в горизонтальных машинах.

§ 124. Поршень.

Диаметр тела поршня делается обычно меньше диаметра цилиндра на $\frac{1}{600} D$; при малых диаметрах эта разница должна составлять не менее 0,5 мм.

Если поршень снабжен контрштоком, то вес поршня и штока воспринимается опорными поверхностями крейцкофа и заднего ползуна. Поршень как бы висит в цилиндре и при малом прогибе штока стенок не касается. Таким же образом поршень работает в вертикальных машинах. При отсутствии контрштока (а иногда и при наличии его с большим прогибом) поршень лежит своей нижней поверхностью на стенке цилиндра. Для того

чтобы не искривлять поршневой шток, в этих случаях отверстие для штока в поршне растачивают на величину x выше центра поршня, где x — половина разности диаметров цилиндра и поршня.

Схематические чертежи поршней двух основных типов представлены на фиг. 400 и 401.

Поршень первого типа изготавливается обычно из стали и часто применяется в вертикальных машинах. Пфлейдерер¹ предлагает следующую формулу для определения наибольшего напряжения в этом поршне:

$$R_b = \frac{(p_1 - p_2)}{h^2} (R_1 - r_n) \left[11,5 \frac{R_1^2}{16r_n + 0,1 \frac{R_1^2}{r_n}} + 0,52 \frac{R_2^2 - R_1^2}{0,2 R_1 + r_n} \right]; \quad (100)$$

p_1 — в этой формуле означает абсолютное давление острого пара, p_2 — отработавшего, остальные величины соответствуют обозначениям на фиг. 400.

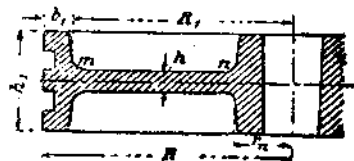
Напряжение R_b не должно превышать для стального литья 350 кг/см^2 , для ковальной стали — 500 кг/см^2 . Для специальных сортов стали могут быть, конечно, допущены более высокие напряжения.

При пользовании этой формулой необходимо иметь в виду, что средний диаметр втулки поршня должен составлять не менее 1,6 диаметра отверстия для штока, и толщина b_1 должна быть не менее $0,8 h$.

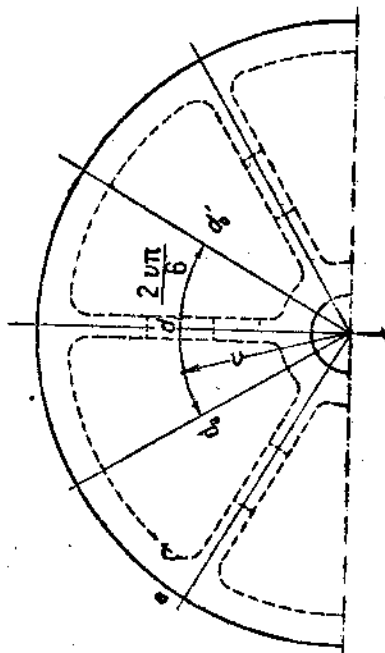
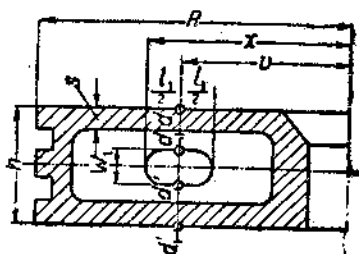
Для предварительных подсчетов Грасмай предлагает пользоваться такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} h &= \frac{D}{10} \sqrt{\frac{50(p_1 - p_2)}{R_b}} \text{ при } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{3} \\ h &= \frac{D}{10} \sqrt{\frac{80(p_1 - p_2)}{R_b}} \text{ при } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{4} \end{aligned} \right\} (101)$$

где D — диаметр поршня, $D_n = 2r_n$. Все размеры в см.



Фиг. 400. Дисковый поршень



Фиг. 401. Полный поршень

¹ Z. d. V. d. J., 1910 г., стр. 317.

Для полого чугунного поршня с внутренними ребрами по фиг. 401 Пфлейдерером предложена формула, определяющая максимальное напряжение:

$$R_b = \frac{\kappa \lambda l}{2J} + P_s \frac{l}{4} \left(\frac{1}{af} + \frac{a - \frac{w_1}{2}}{J_1} \right). \quad (102)$$

Здесь обозначают:

J — момент инерции выпрямленного сечения по $d_0 d_0'$ (соответственно $dd_1 d_1'$) между лучами, делящими пополам углы между ребрами;

J_1 — момент инерции таврообразного сечения dd_1 или $d_1' d_1'$, т. е. верхней или нижней части вышеуказанного сечения для J ;

$2a$ — расстояние между центрами тяжести этих последних сечений (для J_1);

f — площадь каждого из этих сечений;

$$P_s = \frac{\pi}{n} (R^2 - v^2) (p_1 - p_2);$$

n — число ребер;

$$M = (p_1 - p_2) \frac{\pi}{3n} (R - x)^2 (2R + x).$$

Остальные величины нанесены на чертеже. Напряжение σ не должно превышать для чугуна 200 кг/см^2 .

Число ребер должно быть не менее $4 \div 6$. Диаметр втулки должен составлять не менее 1,5 диаметра отверстия.

Несколько проще, но зато менее точно, можно определить необходимую толщину стенки поршня по формуле

$$s = \frac{d_s}{2} \sqrt{\frac{p_1 - 1}{R_b}}, \quad (103)$$

где d_s — диаметр окружности, приблизительно равной по площади части стенки поршня между двумя ребрами.

Поршни малого диаметра (до 300 мм в ц. в. д., до 400 мм в ц. н. д.) делают иногда полыми без ребер. Наибольшую толщину стенки этих поршней (возле втулки) Грассман предлагает определять по формулам:

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{D}{10} \sqrt{\frac{25(p_1 - p_2)}{R_b}} \quad \text{при} \quad \frac{D_n}{D} = \frac{1}{3}, \\ s &= \frac{D}{10} \sqrt{\frac{40(p_1 - p_2)}{R_b}} \quad \text{при} \quad \frac{D_n}{D} = \frac{1}{4}. \end{aligned} \right\} \quad (104)$$

D_n в этих формулах обозначает диаметр втулки.

К периферии толщина стенки этих поршней обычно постепенно убывает.

Независимо от вышеприведенных формул толщина стенки полого поршня (с ребрами или без них) должна быть не менее $0,012 D + 8 \text{ мм}$

и не более $\frac{D}{100} \sqrt{p_1 - p_2} + 2 + 10 \text{ мм} (D - \text{в мм})$. В случае превышения по расчету на прочность последней величины следует увеличить число ребер или перейти на более прочный материал.

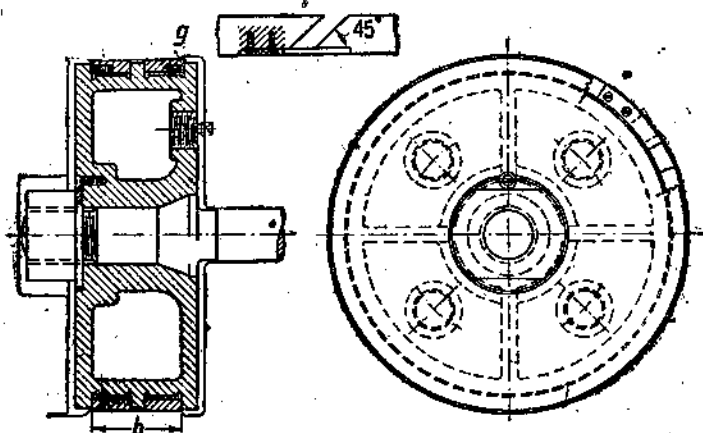
Минимальная высота полого чугунного поршня с ребрами по Грассману должна составлять

$$h = \frac{D}{10} \sqrt{p_1 - p_2 + 2},$$

такого же поршня, но без ребер —

$$h = \frac{D}{8} \sqrt{p_1 - p_2 + 2}.$$

Большую часть, однако, высоту поршня рассчитывают по величине удельного давления на стенку цилиндра, допуская последнее $0,3 + 0,5 \text{ кг/см}^2$. За величину опорной поверхности берется произведение из длины дуги, равной $\frac{1}{4} D$, на высоту поршня за вычетом ширины канавок для поршневых колец, так как последние веса поршня не воспринимают.

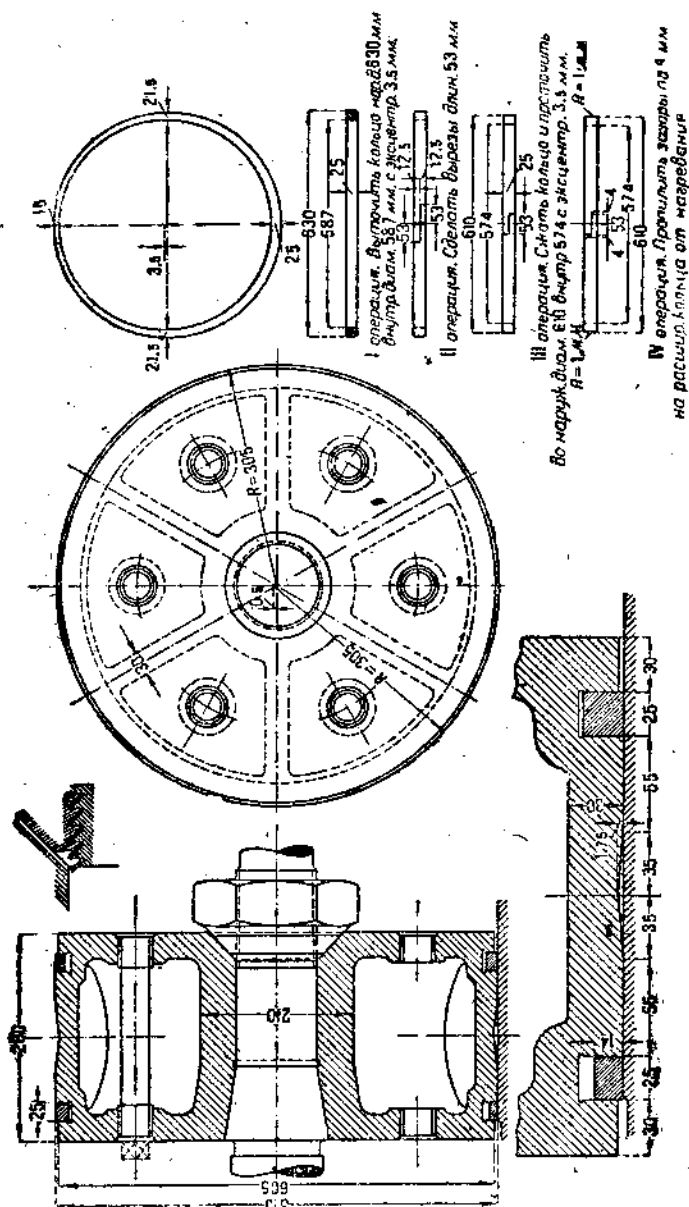


Фиг. 402. Нормальная конструкция поршня.

Простейшая конструкция поршня показана на фиг. 402. Для выемки после отливки шипки поршень снабжен четырьмя отверстиями, которые заделаны пробками на резьбе. Гайка поршневого штока снабжена стопорным винтом, предохраняющим от отвинчивания. Замок поршневых колец сделан косой и во избежание просачивания пара прикрыт пластиной g .

На фиг. 403 изображен поршень Сумского машиностроительного завода для машины $D = 610$, $S = 1000 \text{ мм}$. Поршень полый и кроме ребер укреплен еще шестью анкерными болтами, при наличии которых необходимость в особых отверстиях для выемки шипельной земли отпадает. Целесообразной особенностью конструкции поршня является широкая канавка глубиной до $1,75 \text{ мм}$ по середине цилиндрической поверхности поршня. В канавку эту подается масло специальным насосом, работающим «в такт» с движением поршня, именно в тот момент, когда поршень проходит над отверстием, подающим смазку. В клиновидном зазоре между поршнем и цилиндром происходит сжатие масла, что обеспечивает как бы

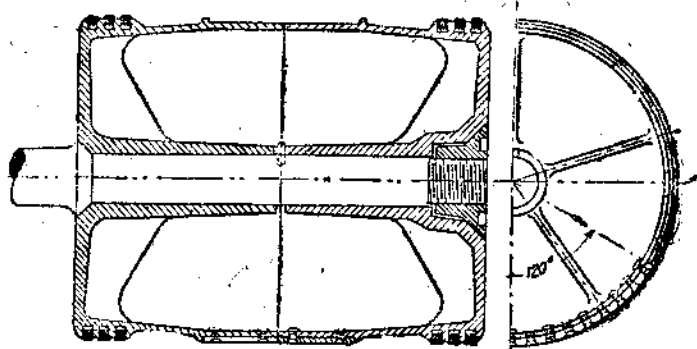
плавание поршня на слое масла и обуславливает минимальное трение и срабатывание. В то время как по краям поршня имеется значительный зазор между телом поршня и цилиндром, посредине зазор сделан лишь



Фиг. 403. Поршень Сумского машиностроительного завода.

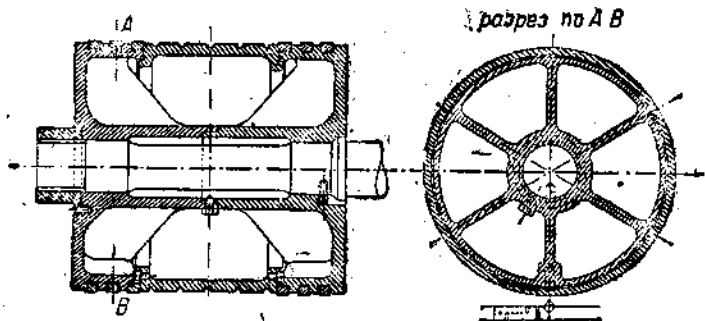
по вертикальной оси, и то всего 0,5 мм. По горизонтальной оси зазора нет, что нельзя признать рациональным. О конструкции поршневых колец будет сказано ниже.

Длинный поршень машины Штумпфа представлен на фиг. 404. Он состоит из двух половин, отлитых из стали для облегчения веса. Число колец составляет 6. В нижней части поршня имеются две медных накладки, захватывающих угол 120° . Накладки предохраняют цилиндр от срабатывания. Обе половины поршня стянуты потайной гайкой.



Фиг. 404. Поршень машины Штумпфа.

На фиг. 405 представлена более простая конструкция чугунного поршня для прямоходной машины Герлицкого машиностроительного завода. Поршень — составной из трех частей и благодаря значительной толщине стенок обладает большим весом, чем изображенный на фиг. 404. Последняя конструкция является, однако, предпочтительной лишь для быстроходных машин.



Фиг. 405. Поршень прямоходной машины завода «Wismag».

Поршневые кольца, представляющие собой существенную деталь паровой машины, изготавливаются следующим образом.

Отливается болванка из особого плотного, но не твердого чугуна ¹ в виде кольцевого цилиндра. Снаружи она протачивается до диаметра

$$D + \frac{a}{\pi} + y,$$

¹ При твердости материала для цилиндра $180 \div 220^\circ$ по Бринеллю, чугун для поршневых колец должен обладать твердостью $160 \div 190^\circ$.

где D — диаметр цилиндра, a — длина делаемого в дальнейшем выреза ($a \approx 0,1 D$), y — припуск на последующую обработку. Внутри болванка растачивается до диаметра

$$D + \frac{a}{\pi} - 2s - y,$$

где s — толщина кольца

Затем из болванки нарезают кольца высотой h , они разрезаются, образуя косой, или же так называемый шведский, замок (см. фиг. 406), причем часть кольца длиной a вырезается.

Кольцо сжимается почти до соприкосновения краев выреза и скрепляется в этом положении спайкой или при помощи штифта. В таком виде кольцо вновь протачивается до требуемого диаметра D (внутри до диаметра $D - 2s$). По удалении скрепления в стыке кольцо стремится разжаться до диаметра



Фиг. 406.

$$D + \frac{a}{\pi}$$

и плотно прижимается к стенкам цилиндра.

На фиг. 407 показан порядок изготовления поршневых колец заводом «Вумаг» для поршня, изображенного на фиг. 405 (диаметр 500 мм).

По размерам фиг. а обтачивается чугунная болванка для нескольких поршневых колец. Эта болванка разрезается вдоль образующей цилиндра, и в прорез вставляется пластинка шириной 75 мм (фиг. б). Получившаяся деталь, уже некруглого сечения, служит как модель, и по ней отливаются болванки, из которых и нарезаются поршневые кольца.

В этих кольцах делается вырез (фиг. с), равный ширине пластинки (75 мм), затем они сжимаются до соприкосновения краев выреза, соединяются в замке и протачиваются до окончательных размеров (фиг. д).

После этого лапки шведского замка длиной 32 мм удлиняются до 40 мм, так что кольцо, вставленное в цилиндр, имеет зазоры в замке по 8 мм (фиг. 405).

Для того чтобы не происходила утечка пара через эти зазоры, замок прикрывается пластинкой, одним шурупом прикрепленной к кольцу (фиг. 405).

Описанный способ изготовления поршневых колец имеет то преимущество, что кольца перед окончательной проточкой (после выреза замка и сжатия) имеют цилиндрическую форму.

Наружный диаметр колец при окончательной обточке имеет, конечно, диаметр, равный диаметру цилиндра.

Внутренний диаметр колец делается несколько больше диаметра канавок в поршне.

В данном случае, например, внутренний диаметр колец составляет 473 мм, а диаметр канавок — 472 мм. Диаметр поршня в средней своей части (фиг. 405) сделан на 1 мм, а по краям — на 2 мм меньше диаметра цилиндра.

На фиг. 403 изображен порядок обработки поршневых колец Сумского машиностроительного завода. Здесь выбраны «эксцентричные» кольца с переменной толщиной стенки, которые раньше были довольно распространены из соображений якобы равномерного давления кольца на стенки цилиндра (замок вырезается в наиболее тонкой части кольца). В действительности равномерно распределенное давление может быть достигнуто лишь кольцами, которые утоняются в замке до нуля. Большая чем в кольце постоянной толщины равномерность давления не окупает многих недостатков «эксцентричных» колец как, например, сложность изготовления, возможность легкого заедания в канавке и др. Поэтому в настоящее время кольца эти почти не применяются.

От вращения на поршне кольцо предохраняется стопорными штифтами. Замки отдельных колец сдвигаются друг относительно друга, чтобы уменьшить возможность пропусков пара.

Толщина кольца выбирается обычно

$$s \leq \frac{D}{30},$$

высота

$$h \approx 2s$$

(в машинах Штумпфа $h \approx s$).

Расчет колец производится по следующим формулам.

Давление кольца на стенки цилиндра:

$$p = \frac{Eas^3}{12\pi^2 R_m^3} \text{ кг/см}^2, \quad (105)$$

где E — модуль упругости чугуна — составляет около $900\,000 \text{ кг/см}^2$,

$$R_m = \frac{D_m}{2} \text{ — сантиметров.}$$

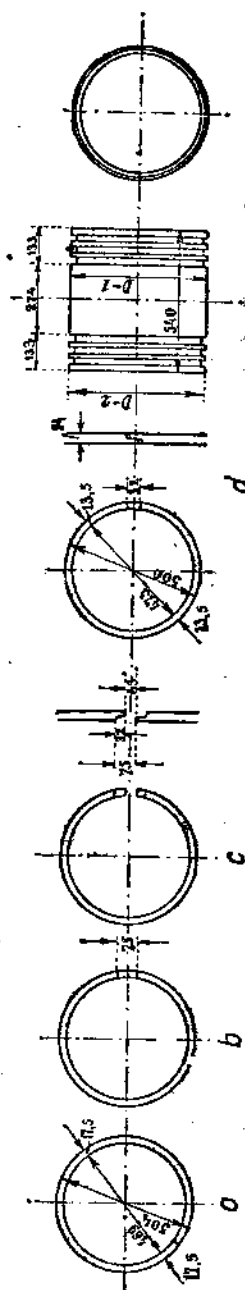
Давление p должно находиться в пределах

$$0,25 \text{ — } 0,5 \text{ кг/см}^2.$$

С другой стороны, напряжение в кольце

$$R_b = \frac{Esa}{\pi DR_m} \quad (106)$$

не должно превышать $1\,200 \text{ кг/см}^2$.



фиг. 407. Порядок изготовления поршневых колец завода «Штумпф».

Из формулы (106) определяется значение a , по подстановке которого в формулу (105) она принимает вид:

$$p = \frac{Ds^2 R_s}{12\pi R_m^3} = \frac{2Ds^2 R_s}{3\pi (D-s)^3}. \quad (107)$$

Из этой формулы по заданным p и R_s определяется s . После этого по формуле (106) находится длина выреза a .

§ 125. Поршневой шток.

Диаметр поршневого штока рассчитывается на продольный изгиб по формуле

$$P = \frac{\pi^2 JE}{m^2 l}, \quad (108)$$

где P — сила, передаваемая штоком;

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) \text{ килограммов;}$$

J — момент инерции сечения штока:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4;$$

d — диаметр штока в см;

E — модуль упругости (для стали $\approx 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$);

m — степень надежности; принимается в пределах $10 - 32$;

l — длина штока в см (расстояние от середины поршня до оси крейцкопфного пальца).

Обычно

$$l = (1,6 - 1,9) S + 150 \text{ мм.}$$

По подстановке значения J в формулу (107) находим

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{2Pm^2 l^3}{E}} \text{ сантиметров.} \quad (109)$$

Из конструктивных соображений желательно, чтобы для обычных машин

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{6} - \frac{1}{7},$$

для машин Штумпфа

$$\frac{d}{D} \approx \frac{1}{5}.$$

В больших машинах с контрштоком поршневой шток должен быть рассчитан на изгиб собственным весом и весом поршня; шток при этом рассматривается как балка на двух опорах. Стрела прогиба

$$f = \frac{l^3}{48} \cdot \frac{G_k + \frac{1}{2} G_s}{EJ}; \quad (110)$$

L — полная длина штока вместе с контрштоком в см,

G_p — вес поршня,

G_s — вес штока.

Допустимая стрела прогиба не должна превышать $1 \div 2$ мм. При этом разность диаметров цилиндра и тела поршня должна быть не менее $(1,5 \div 2)$ ф.

Удельное давление в резьбе гайки должно быть не более 150 кг/см^2 (гайки в настоящее время делают почти всегда железные вместо применявшихся ранее бронзовых).

Наиболее тонкие части штока (в резьбе при соединении с поршнем и в хвостовике, входящем в крейцкопф) должны быть проверены на растяжение. Допустимо для стальных штоков

$R < 400 \text{ кг/см}^2$ (в соединении с поршнем),

$R < 600$ » (в соединении с крейцкопфом).

Удельное давление p на поршень не должно превышать 500 кг/см^2 .

Для унотребительной конической заточки на штоке (фиг. 408)

$$p = \frac{P}{0,5(d_s + d_1) \pi \sin \alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (111)$$

Смазка поршневого штока при проходе его сквозь сальники производится капельной масленкой, расположенной на параллелях и подающей масло по трубе непосредственно на шток или через отверстие во фланце сальника.

§ 126. Крейцкопф.

Крейцкопф служит шарнирным соединением поршневого штока с шатуном. В то же время он передает параллелям вертикальную составляющую силы, действующей вдоль штока (§ 84).

Типичные конструкции крейцкопфа представлены на фиг. 409—413.

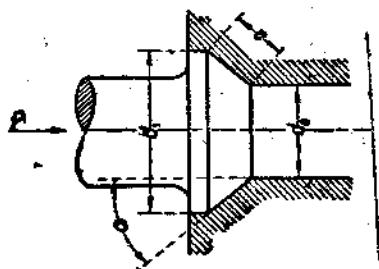
На первой из фигур представлен так называемый открытый крейцкопф, который охватывается вильчатой головкой шатуна.

Башмаки крейцкопфа залиты баббитом. Масло на нижней параллели захватывается гребенчатыми пластинками. Смазка вкладышей производится через отверстие в верхнем башмаке. Подтяжка вкладышей совершается клином, перемещаемым вдоль болта при повороте последнего.

В изображенном на фиг. 410 крейцкопфе смазка подводится через вертикальное сверление и наклонную трубку в верхнем башмаке, в которую масло попадает из масленки с обратным клапаном, открываемым самим крейцкопфом. Подтяжка вкладышей совершается гайкой, надетой на конец поршневого штока. Башмаки в этой конструкции не имеют баббитовой заливки.

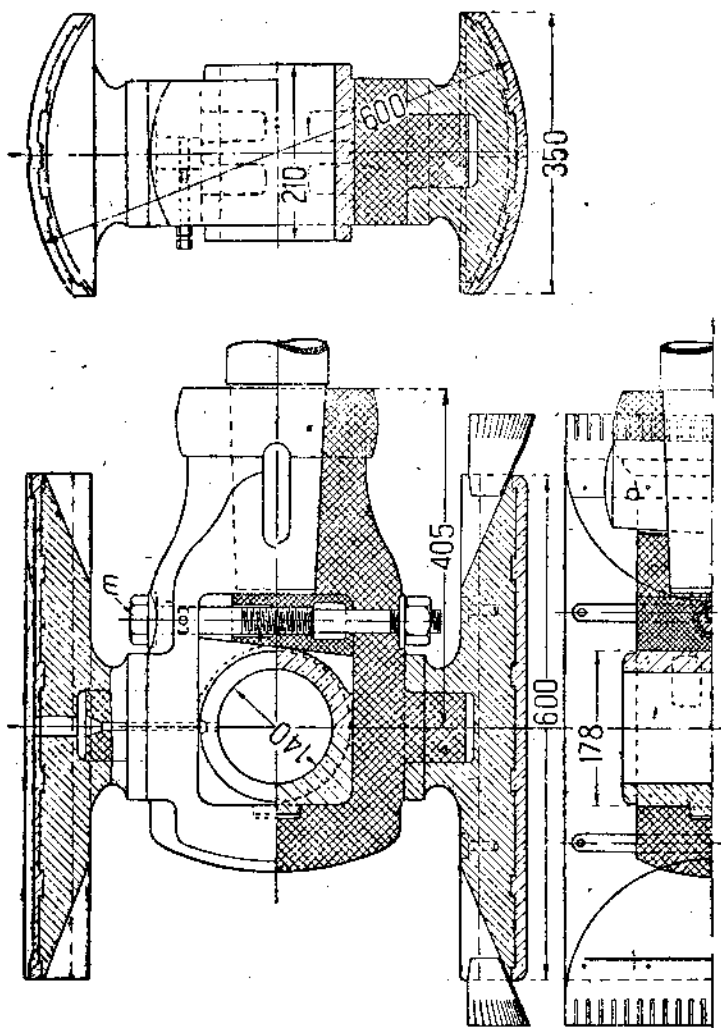
Тело крейцкопфа, изображенного на фиг. 409 и 410, отковано из стали, башмаки — чугунные. Поршень соединен с крейцкопфом при помощи клина.

Фиг. 411 дает представление о закрытом (вильчатом) крейцкопфе: головка шатуна входит внутрь крейцкопфа.



Фиг. 408. Конус поршневого штока.

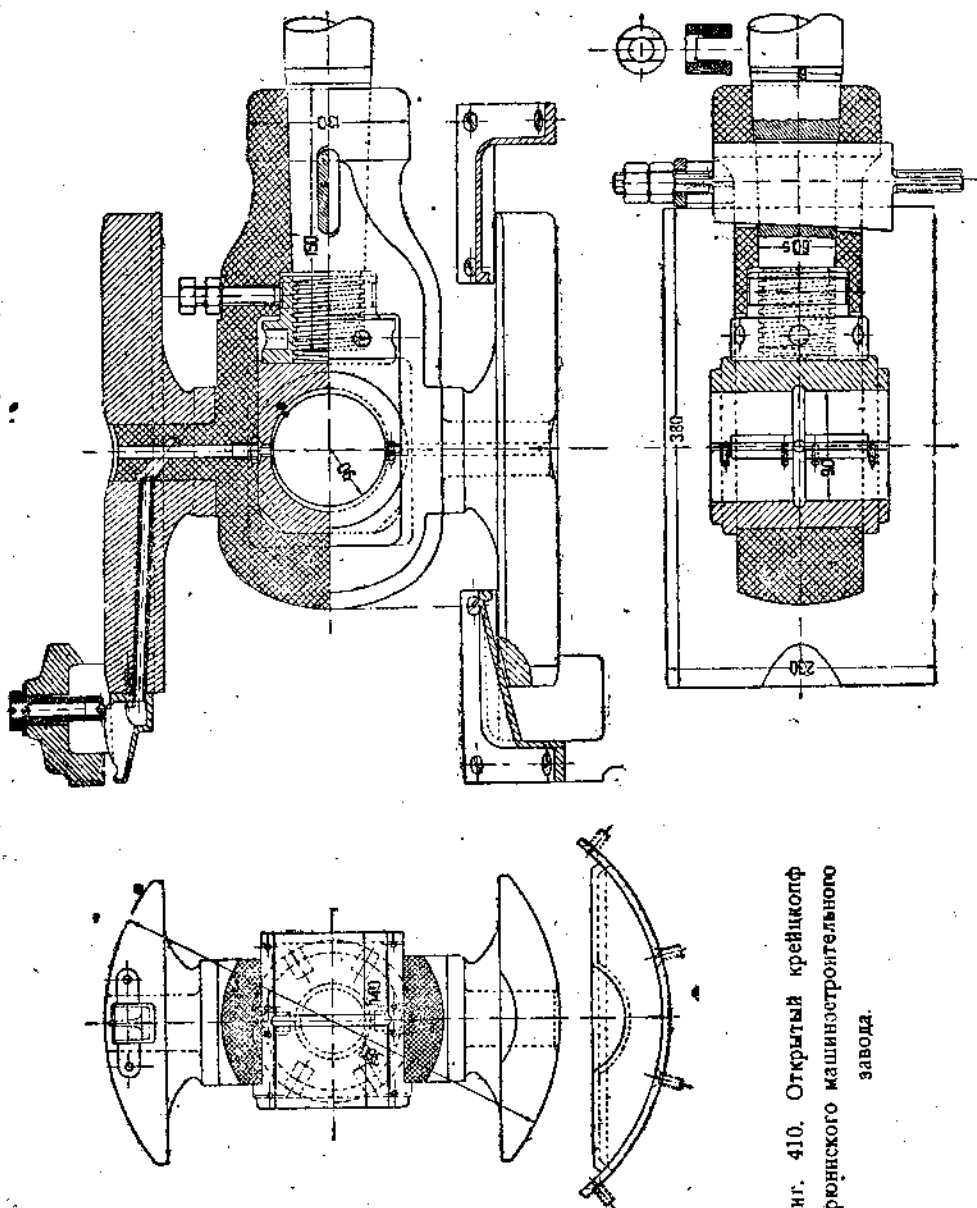
Здесь поршневой шток соединяется с крейцкопфом при помощи двух гаек на резьбе (удобно для изменения длины штока), палец укреплен в теле крейцкопфа и смазывается через отверстие, просверленное по оси его. Сolidное закрепление пальца безопасно: при наличии гайки (с левой стороны) нажимная шайба справа не нужна (можно было бы также



Фиг. 409. Открытый крейцкопф.

обойтись одной нажимной шайбой без гайки слева). Смазка нижней подушки устроена рационально. Заливка баббитом подушек целесообразна лишь в крупных машинах.

Крейцкопф, изображенный на фиг. 412, отличается простой, рациональной конструкцией. В отверстие нижнего бабмака попадает масло, вытесняемое из-под щитков, устанавливаемых на параллелях в крайних положениях крейцкопфа (как на фиг. 410).



Фиг. 410. Открытый крейцкопф
Брюннского машиностроительного
завода.

Открытый крейцкопф на фиг. 413 предназначен для вертикальной машины. Опорная подушка лишь одна; другая заменена накладкой на параллели, охватывающей подушку с внешней стороны. Поршневой шток закреплен на резьбе, смазка пальца производится из масленки на самом крейцкопфе.

Величина опорной поверхности крѣйкопфа рассчитывается по силе N (§ 83), причем удельное давление на параллели (фиг. 413)

$$p = \frac{N}{bL} \quad (112)$$

не должно превышать $2 \div 2,5 \text{ кг/см}^2$ (в крайнем случае 3 кг/см^2).

Сила
$$N = P \frac{R^1}{L}, \quad (113)$$

где R — радиус главного кривошипа,

L — длина шатуна.

Сумской машиностроительный завод рекомендует делать длину башмаков $\lambda = (0,8 \div 1,0) D_1$, ширину их $b = (0,65 \div 0,5) D_1$, где D_1 — расстояние между параллелями (фиг. 429). Толщина баббитовой заливки делается равной $0,01 D_1 + 3 \text{ мм}$.

В случае клинового соединения со штоком (фиг. 414) нормальные размеры клина выбираются:

$$b < 0,3d, \quad h = 4b, \quad h_1 = 0,7d, \quad h_2 = 0,6d,$$

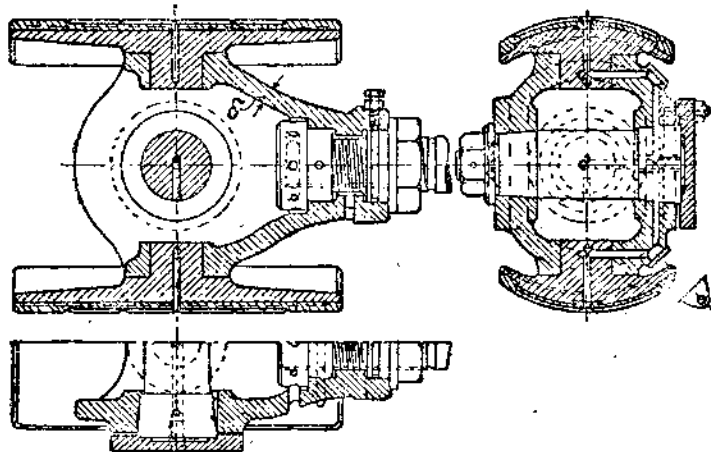
$$w = 0,85d \text{ (для чугуна)}^2$$

$$w = 0,7d \text{ (для стали или железа),}$$

$$d_1 = 2,1d \text{ (для стального литья),}$$

$$d_1 = 1,8d \text{ (для ковanej стали).}$$

Конусность клина составляет обычно 1:50.



Фиг. 411. Закрѣтый крѣйкопф.

Момент сопротивления сечения клина

должен быть равен
$$W = \frac{bh^2}{6},$$

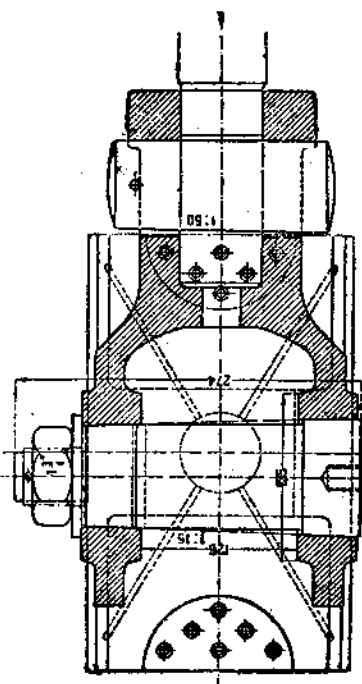
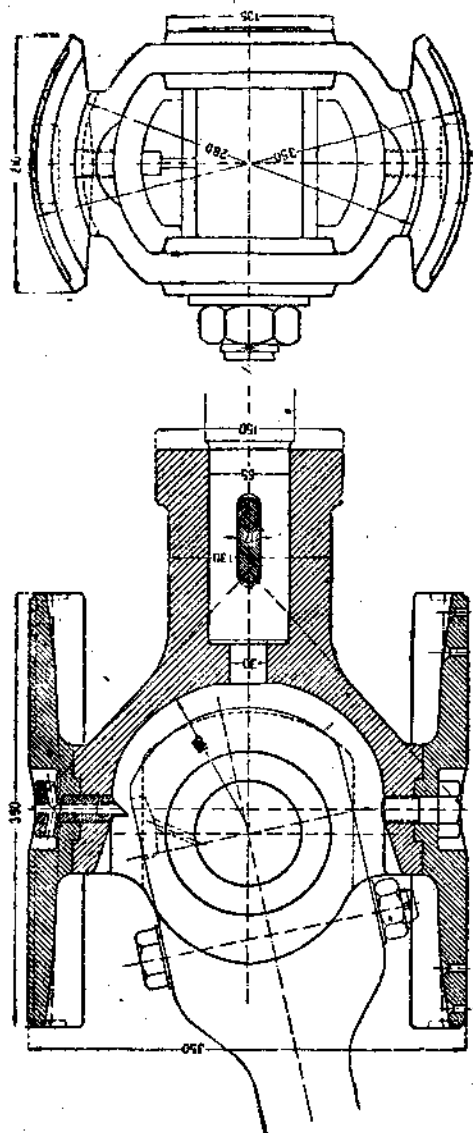
где изгибающий момент
$$W = \frac{M_{из}}{R_b},$$

$$M_{из} = \frac{1,25P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{d_0}{4} \right), \quad (114)$$

$$R_b < 1200 \text{ кг/см}^2 \text{ (для конического отверстия в крѣйкопфе).}$$

¹ Собственным весом крѣйкопфа, штока, шатуна можно пренебречь.

² Крѣйкопфы малых машин делаются иногда цельными чугуниными.



Фиг. 412. Закрытый крестовый Dingler'sche Maschinenfabrik

Напряжения на смятие

$$\sigma = \frac{1,25P}{b\delta_0} \quad (115)$$

$$\sigma = \frac{1,25P}{2wb} \quad (116)$$

не должны превосходить 700 кг/см^2 для чугуна и 1000 кг/см^2 для стали (литой или ковanej).

Конец поршневого штока должен быть рассчитан на разрыв и на сжатие силой $1,25 P$.

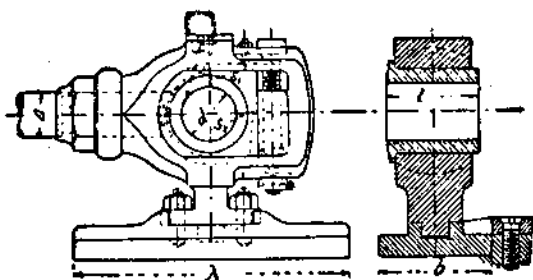
В первом случае напряжение

$$R_s = \frac{1,25P}{\frac{\pi d_0^2}{4} - b d_0}$$

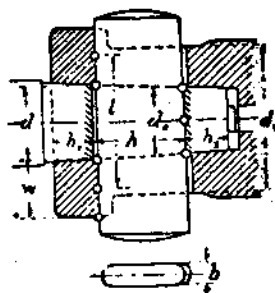
не должно превышать 600 кг/см^2 .

Напряжение от смятия

$$R = \frac{1,25P}{f}$$

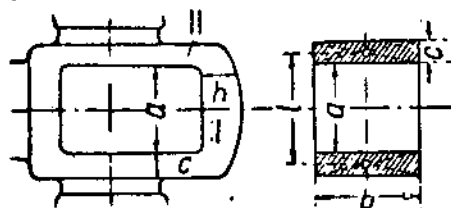


Фиг. 413. Крейцкопф вертикальной машины.



Фиг. 414. Клиновое соединение крейцкопфа со штоком.

где f — величина опорной поверхности штока в крейцкопфе. При коническом конце штока (обычно конус — $1:13$) f представляет собой площадь проекции конической поверхности штока.



Фиг. 415. Тело открытого крейцкопфа.

Допускается

$R < 1200 \text{ кг/см}^2$ для крейцкопфов литой стали,

$R < 1500 \text{ кг/см}^2$ для крейцкопфов кованой стали.

Тело открытого крейцкопфа (фиг. 415) рассчитывается на изгиб и растяжение:

$$R_s = \frac{M_{ss}}{W},$$

$$M_{ss} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right),$$

$$W = \frac{bh^2}{6},$$

$$R_s = \frac{P}{2cb}.$$

Допускается для кованого железа:

$$R_s = 550 \text{ кг/см}^2; \quad R_s = 600 \text{ кг/см}^2.$$

В закрытом крейцкопфе толщина стенки тела его δ (фиг. 411) может быть определена по эмпирической формуле:

$$\delta = 0,2\sqrt{P} + 8 \text{ мм} \quad (117)$$

или (по Грассману):

$$\delta = 0,5d + 10 \text{ мм} \quad (\text{где } d — \text{ диаметр крейцкопфного пальца}).$$

Крейцкопфный палец рассчитывается на изгиб, и удельное давление — на вкладыши. Обозначим диаметр пальца d , рабочую длину его l (фиг. 413), длину опорных поверхностей пальца a (фиг. 418), определим изгибающее напряжение в пальце по уравнению

$$\frac{P}{2} \left(\frac{a+l}{2} - \frac{l}{4} \right) = 0,1d^3 R_b \quad (118)$$

причем $R_b < 70 \text{ кг/см}^2$ (желательно до 500 кг/см^2).

Удельное давление

$$p = \frac{P}{la} \quad (119)$$

не должно превышать 9 кг/см^2 .

Конструктивное соотношение между диаметром цилиндра D и диаметром крейцкопфного пальца d :

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{4} + \frac{1}{3}$$

(в машинах Шгумфа ближе к $\frac{1}{4}$);

длина крейцкопфного пальца

$$l \approx 1,5d.$$

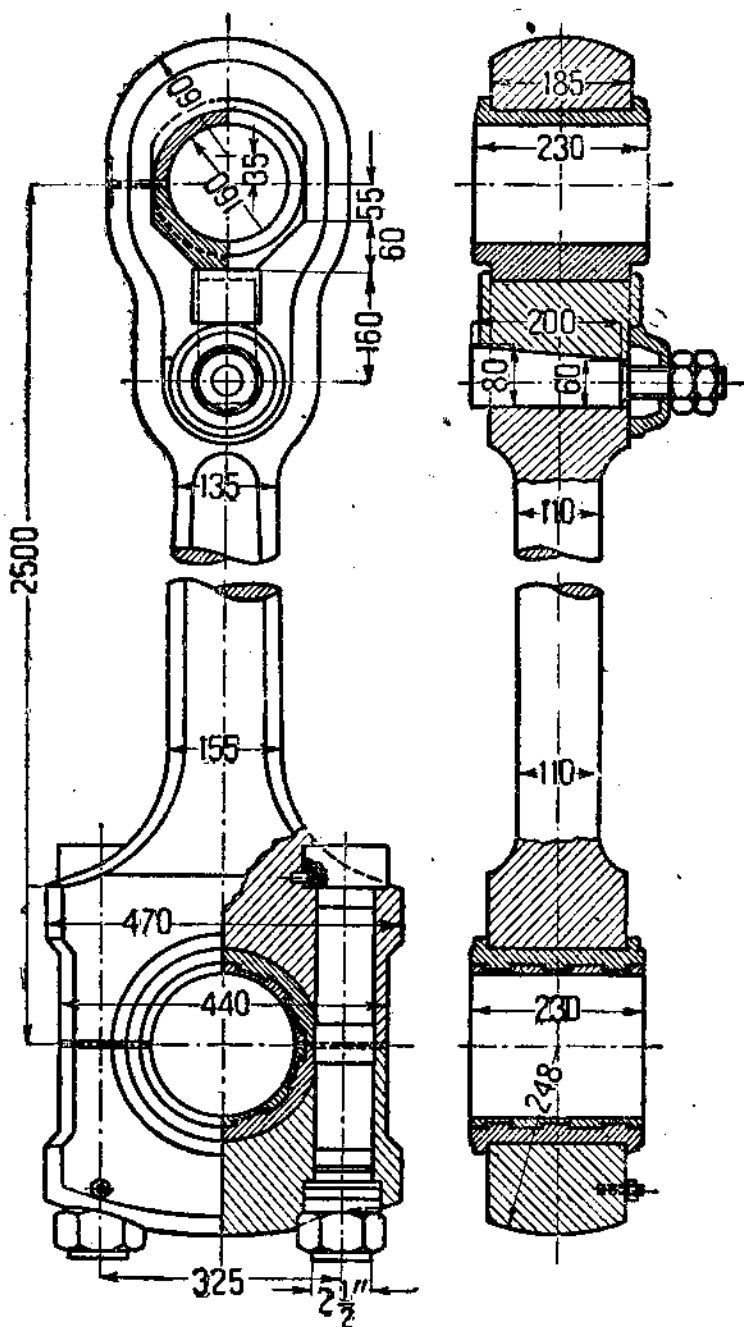
Размер a (фиг. 418) делается обычно от $0,45l$ до $0,55l$, конусность опорных поверхностей $1:12$ — $1:15$ в том случае, если обе опорные поверхности расположены на одной конической поверхности, и $1:6$ — $1:10$ в противном случае.

§ 127. Шатуны.

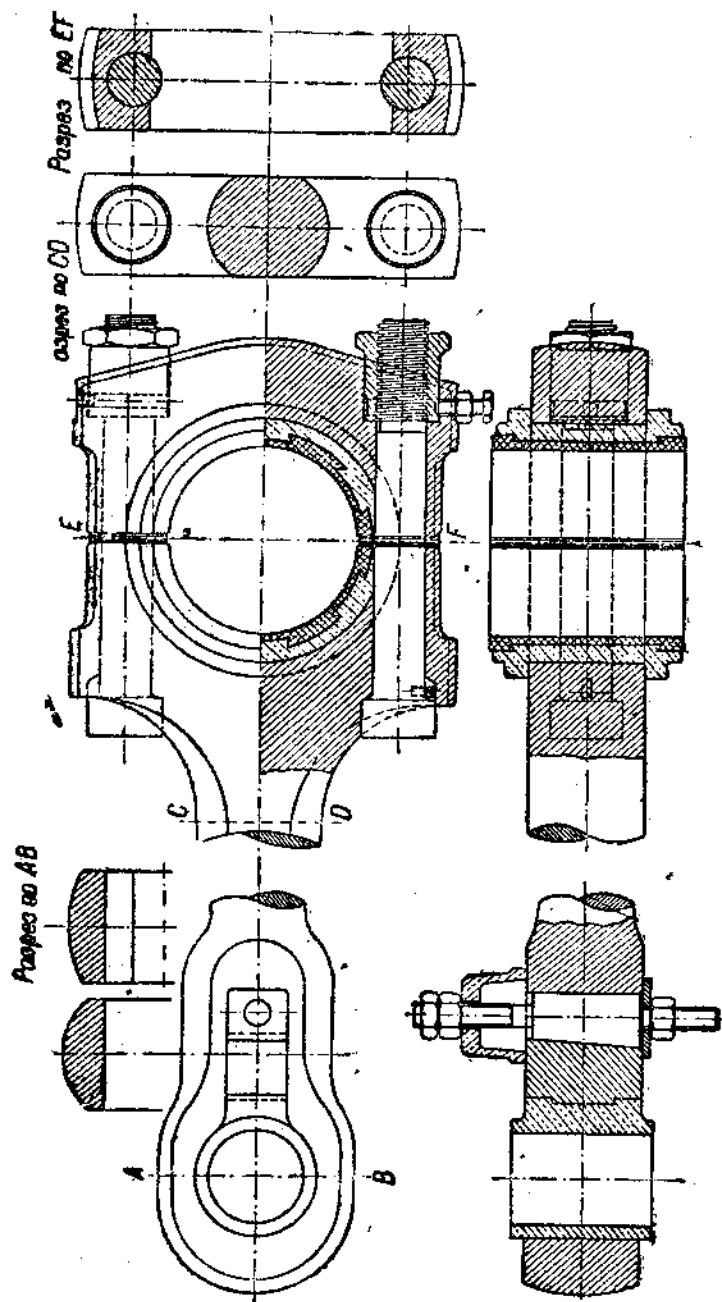
Типичные конструкции шатунов показаны на фиг. 416, 417 и 418.

Первые две конструкции предназначены для закрытого крейцкопфа (на фиг. 416 крейцкопфная головка вверх), последние — для открытого (головка шатуна — вильчатая). Кривошипная головка во всех случаях одинаковой конструкции так называемого судового типа. Такую головку необходимо применить при коленчатом валу; кривошипный же вал допускает возможность применения неразъемной («закрытой») головки, конструкция которой представлена на фиг. 421. Подтягивание вкладышей производится в закрытых головках при помощи клина, в открытых (разъемных) — уменьшением толщины прокладок между вкладышами.

Конструкции закрытых головок должны быть таковы, чтобы вкладыши не имели игры в направлении оси пальца; с другой стороны, должно быть обращено внимание на возможность сборки и разборки головки: по удалении клина вкладыши должны свободно выниматься через отверстие го-



Фиг. 116. Шатуи. Сумского машиностроительного завода.

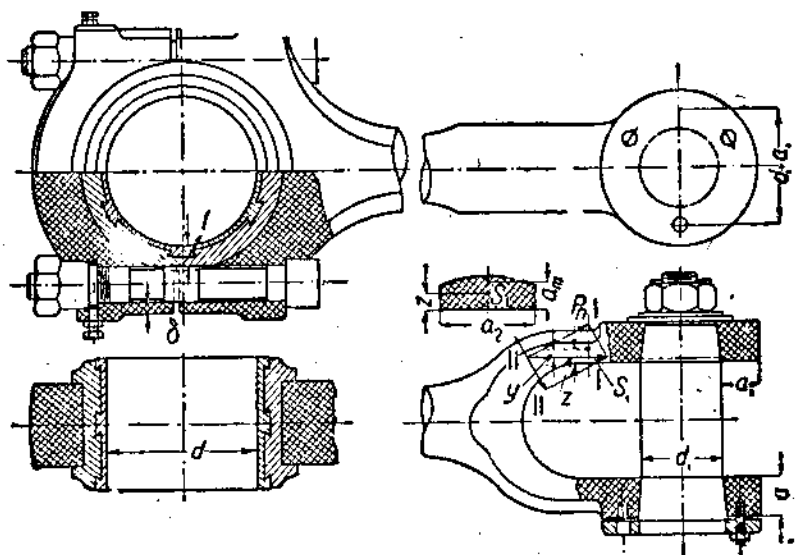


Фиг. 417. Шатун завода «Большевик» в Казне.

ловки. Простая конструкция изображена на фиг. 419. Один из вкладышей этой головки, однако, требует сложной обработки и полировки; к тому же, отлитый весь из бронзы, он слишком дорог. Эта конструкция может быть рекомендована лишь для малых машин.

В конструкциях на фиг. 416 417 и 420 между вкладышами и клином имеется промежуточный стальной клин, облегчающий пригонку и разборку частей головки.

В шатуне по фиг. 416 по удалении натяжного клина сдвигается вниз и удаляется промежуточный клин. Затем вынимается нижний вкладыш и, наконец, верхний после сдвига его вниз.



Фиг. 418. Шатун с вилочной кривошипной головкой.

В головке на фиг. 417 оба вкладыша соединены на плоскости разреза штифтами (на чертеже не показаны) и вынимаются вместе по удалении клиньев.

Вкладыши на фиг. 420 имеют эксцентричную наружную поверхность. По удалении клиньев (промежуточный клин выдвигается вправо) вынимается нижний вкладыш (нижний — по расположению на чертеже); он вытягивается вправо, причем ребра его шириною 75 мм проходят сквозь вырез для клина. После поворота на 90° может быть вынут и верхний вкладыш. Обработка и пригонка деталей после этой конструкции могут быть признаны на более простыми. Следует еще обратить внимание на то, что подтяжка клина здесь производится двумя болтами: откручиванием правого болта и завинчиванием левого.

Болты разъемной кривошипной головки следует конструировать по фиг. 416 или 418. Гладкий ствол болта, как на фиг. 417, уместен лишь в малых машинах. Особое внимание следует обратить на надежную конструкцию гаечного замка этих болтов.

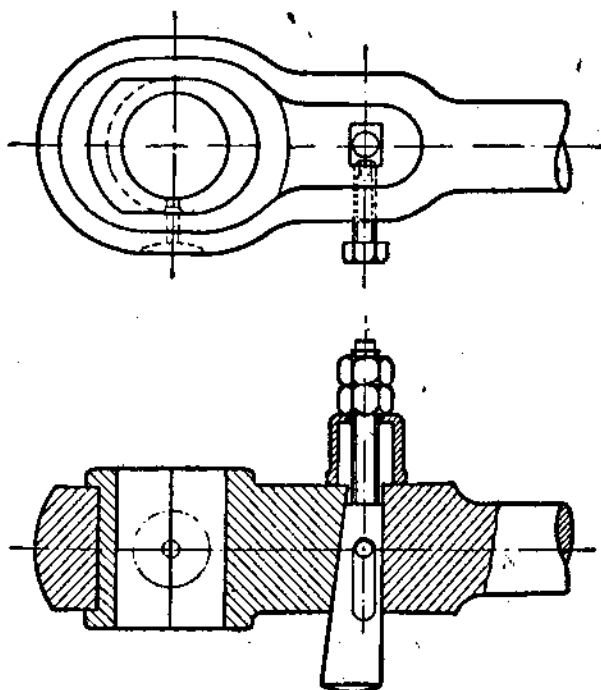
Длина шатуна (между центрами кривокопфного и кривошипного пальцев) выбирается:

$$L = (4 + 6) R,$$

где R — радиус кривошипа.

Чаще всего $L = 5 R$.

Для машин тихоходных стержень шатуна рассчитывается на продольный изгиб.



Фиг. 419. Крейцкопфная головка шатуна локомотива Вольфа.

По формуле, аналогичной формуле (107), момент инерции сечения шатуна

$$J = \frac{PL^2m}{\kappa^2 E}. \quad (120)$$

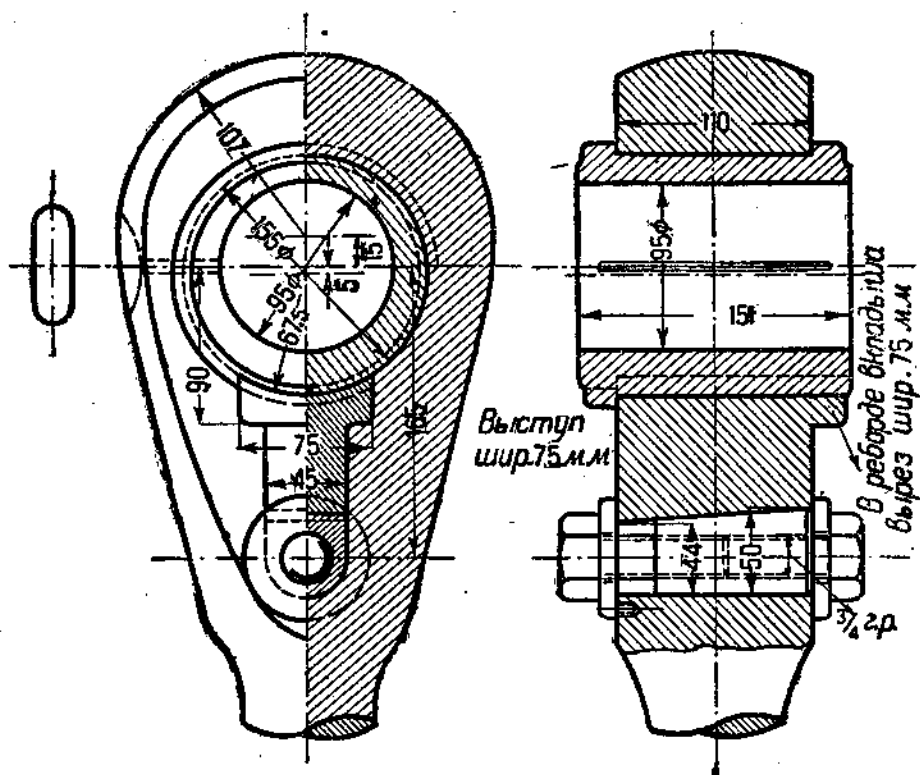
Модуль упругости E для стали составляет $2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$.

Степень надежности выбирается в зависимости от средней скорости поршня:

для $c_m = 1$	2	3	4 м/сек:
$m = 30$	20	15	10

Чаще всего поэтому m берется равной около 20^1 .

¹ Гутермут указывает на полную надежность этого способа расчета ввиду непрерывного изменения величины и направления с.д. приложенных к шатуну; этой неопределенностью объясняет он, между прочим, то, что в существующих машинах величина m колеблется между 4,5 и 80.



Фиг. 420. Крейцкопфная головка шатуна Dingler'sche Maschinenfabrik.

Для круглого сечения шатуна диаметр его посредине:

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{64J}{\pi}} \approx \sqrt[4]{\frac{2PL^2m}{E}}. \quad (121)$$

В весьма тихоходных машинах диаметр шатуна на концах его делают меньшим, а именно возле крейцкопфной головки

$$d_1 = 0,8d_m,$$

возле кривошипной головки

$$d_2 = 0,9d_m.$$

В большинстве же случаев диаметр шатуна постепенно уменьшается от кривошипа к крейцкопфу, причем

$$d_3 = 1,2d_m,$$

$$d_1 = 0,8d_m.$$

Для прямоугольного сечения шатуна, в котором высота h равна двойной ширине b ,

$$f = \frac{hb^2}{12} = \frac{h^3}{96},$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{9,6PL_2m}{E}}. \quad (122)$$

Иногда применяют для шатунов быстроходных машин двутавровое сечение.

При большом числе оборотов машины значительные напряжения могут получиться от силы инерции шатуна, вызывающей изгибающий момент.

Суммарное напряжение от этой силы и от растяжения силой P выражается формулой

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{f} + \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \gamma R \frac{fL_2^2}{W} \text{ кг/см}^2. \quad (123)$$

Здесь обозначают:

γ — удельный вес материала шатуна в кг/см^3 ,

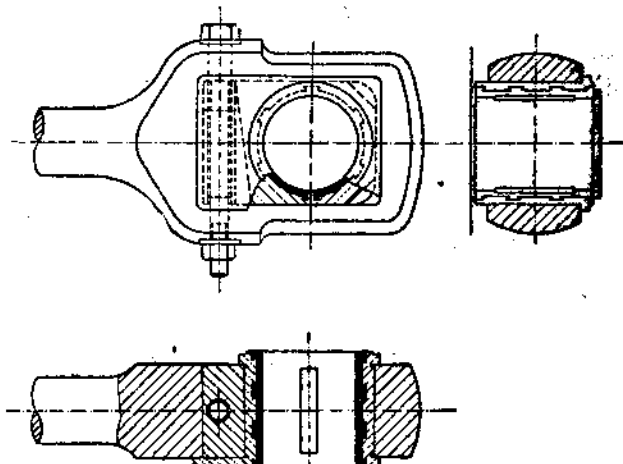
n — число оборотов машины,

f — площадь наименьшего поперечного сечения шатуна в см^2 ,

W — его момент сопротивления в см^3 ,

R — радиус кривошипа в см .

Для круглого сечения шатуна и $\gamma = 0,008 \text{ кг/см}^3$



Фиг. 421. Неразъемная кривошипная головка шатуна.

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{23} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 R \frac{L_2^2}{d}, \quad (124)$$

для прямоугольного сечения

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 R \frac{L_2^2}{h}. \quad (125)$$

Суммарное напряжение σ не должно превышать 400 кг/см^2 для железа, 500 кг/см^2 для стали.

Стяжные болты кривошипной головки шатуна рассчитываются на разрыв силой $1,25 P$ (на оба болта), причем допускается напряжение R_b для стальных болтов до 600 кг/см^2 .

Головка болтов делается обычно круглой, диаметром

$$D = 1,35d_b + 4 \text{ мм},$$

где d_b — диаметр болта.

Минимальная толщина стенки отверстия для болта (фиг. 418) по Грассману

$$\delta = 0,2d_b + 5 \text{ мм}.$$

Болты обычно врезываются во вкладыши, предохраняя последние от вращения. Размер f (фиг. 418) выбирается:

$$f = e + 0,02d + 5 \text{ мм},$$

где e — толщина баббитовой заливки, d — диаметр шейки.

Крышка открытой головки должна быть проверена на изгиб:

$$0,5P \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{bs^2}{6} R_b, \quad (126)$$

где обозначают:

l — расстояние между стяжными болтами в см,

d — диаметр кривошипного пальца в см,

b — ширину крышки (по длине пальца) в см,

s — высоту крышки в см.

Допускается для ковального железа

$$R_b = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Подобным же образом рассчитывается и закрытая головка шатуна (см. расчет открытого крейцкопфа на стр. 514).

Вильчатая головка шатуна (фиг. 418) проверяется в сечении I—I на растяжение силой $0,5P$ и на изгиб моментом $0,5P \left(\frac{a}{2} - z \right)$, где z — расстояние до центра тяжести сечения. Принимая

для упрощения последнее прямоугольным $\left(z = \frac{a_m}{2} \right)$, находим суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_s + \sigma_b = \frac{0,5P}{a_2 a_m} + \frac{0,5P \left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2} \right) 6}{a_2 a_m^2} = \frac{0,5P}{a_2 a_m} \left[1 + 3 \left(\frac{a}{a_m} - 1 \right) \right]. \quad (127)$$

Величина допускаемого напряжения та же, что и в формуле (125).

Сечение II—II таким же образом должно быть проверено на разрыв силой P_n (нормальной составляющей силы P) и на изгиб моментом $0,5Py$.

Размер a_1 головки определяется из формулы

$$0,5P \frac{d_1 + a_1}{8} = \frac{aa_1^2}{6} R_b, \quad (128)$$

причем $R_b < 600 \text{ кг/см}^2$.

Вкладыши крейцкопфных головок делаются обычно бронзовыми. Вкладыши кривошипных головок — бронзовыми, бронзовыми с баббитовой заливкой, напоян, стальными или титановыми (редко) с баббитовой заливкой.

Размеры вкладышей в зависимости от диаметра d по Грассману следуют выбирать так (фиг. 422):

1. Бронзовые вкладыши без заливки баббитом.

а) Вкладыши, по длине своей почти не выступающие из тела шатуна:

$$s = 0,08d + 6 \text{ мм.}$$

б) Вкладыши, выступающие на величину t

$$s = 0,08d + 0,2t + 5 \text{ мм.}$$

2. Бронзовые вкладыши с баббитовой заливкой

а) Вкладыши, по длине своей почти не выступающие из тела шатуна:

$$s = 0,1d + 8 \text{ мм.}$$

б) Вкладыши, выступающие на величину t

$$s = 0,1d + 0,2t + 7 \text{ мм.}$$

Толщина баббитовой заливки может быть выбрана по следующей таблице (в мм):

$d = 40$	60	80	100	120	140	160
$e = 3,5 \div 4$	$4 \div 5$	$4 \div 5$	$5 \div 6$	$5 \div 7$	$5 \div 7$	$5 \div 7$
$d = 180$	200	250	300	400		
$e = 6 \div 7$	$6 \div 7$	$6 \div 8$	$7 \div 9$	$7 \div 10$		

Толщину e' (фиг. 422) следует делать равной около $\frac{2}{3} e$.

Толщину клина для подтяжки вкладышей (размер, перпендикулярный к оси шатуна) следует выполнить не менее $(0,5 \div 0,6)d$; уклон этого клина берется обычно $\text{tg } \alpha = 1 : 5 \div 1 : 6$.

Диаметр болта, подтягивающего клин, должен быть рассчитан на силу

$$S = P \text{tg } \alpha,$$

причем допускается растягивающее напряжение

$$R_s = 400 \div 500 \text{ кг/см}^2.$$

§ 128. Кривошипный вал

Под терминем в заголовке этого параграфа мы будем понимать вал с кривошипом, насаженным на конце его. Такой вал с наиболее часто встречающимся расположением подшипников представлен на фиг. 423.

Рассчитаем предварительно кривошип это о вала (фиг. 424).

Длина пальца кривошипа l определится из условия максимально допускаемого нагрева пальца, а именно

$$l > \frac{P_{\text{п.п.}}}{\alpha \kappa^2}.$$

(129)

где: $P_{\text{ср}}$ — среднее (за один оборот) давление на цапфу¹,

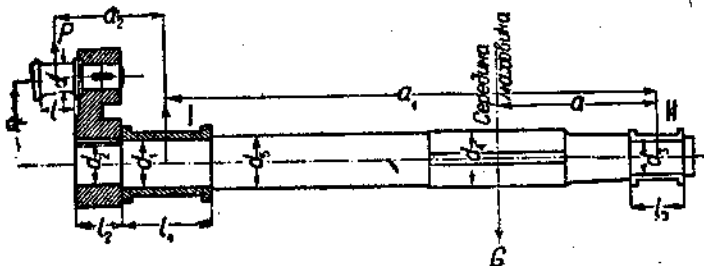
n — число оборотов вала,

w — эмпирический коэффициент, зависящий от допускаемого нагрева пальца, тем больше, чем меньше трение и чем значительнее отвод тепла от кривошипного подшипника; обычно принимают $w = 40\,000 - 90\,000$, но при некоторых особо благоприятных условиях можно перейти и через этот предел.

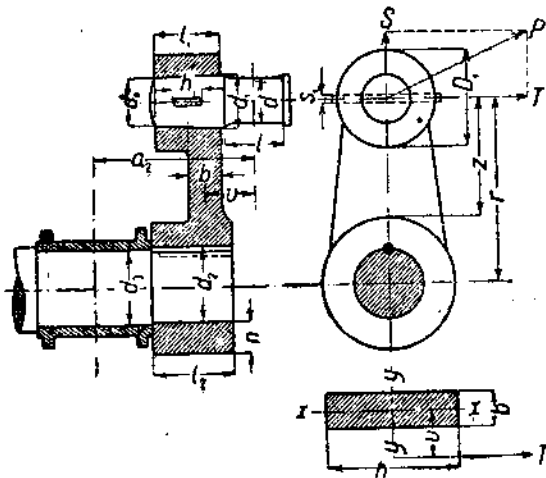
Расчет на прочность пальца производится по уравнению

$$\frac{Pl}{2} = WR_b \approx 0,1d^3 R_b. \quad (130)$$

Допускается $R_b = 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 423. Кривошипный вал.



Фнг. 424. Кривошиц.

Удельное давление 118пф

$$p = \frac{P}{ld} \quad (131)$$

не должно превышать 70—75 кг/см².

¹ Для определения величины P_{Σ} ординаты кривой суммарных усилий, приложенных к моршину (фиг. 278), откладываются от развертки окружности вращения кривошипа в точку, соответствующую тому или иному положению поршня. Площадь, ограниченная полученной кривой — кривой давления на поршень в функции времени, — планиметрируется и делится на длину диаграммы.

Нормальный диаметр пальца кривошипа

$$d = (0,22 + 0,25) D;$$

для машины Штумпфа

$$d \approx 0,33 D$$

(D — диаметр парового цилиндра).

Длина пальца обычно

$$l = (1 + 1,2) d.$$

Размеры кривошипа выбираются по следующим эмпирическим соотношениям (фиг. 424):

$$l_1 = (1,5 + 1,75) d, \quad h_1 = (0,3 + 0,4) l_1,$$

$$s_1 = (0,2 + 0,25) d, \quad D_1 = 2d,$$

$$\frac{d_1 - d_0}{2} = \frac{1}{25} + \frac{1}{15};$$

d_2 — на 5 ÷ 8 мм меньше d_3 (см. ниже),

$$n = 0,4 d_2 + 1 \text{ см},$$

$$L_2 = (1 + 1,25) d_2.$$

Разложив силу P , действующую на кривошип, на касательную T и радиальную S составляющие, отметим, что сечение кривошипа на расстоянии z от центра пальца подвержено напряжениям:

1) растягивающему (или сжимающему) — силой S ;

2) изгибающему — моментом $M_s = Sz$;

3) изгибающему — моментом $M_1 = Tz$;

4) скручивающему — моментом $M_{kr} = Tv$.

Силу T , для допущения максимальной величины ее, можно положить равной P . Пренебрегая незначительной при этом силой S и ее моментом M_s , получим расчетное уравнение для определения размеров тела кривошипа

$$0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + M_{kr}^2} = \frac{bh^2}{6} R_b. \quad (132)$$

Для литой стали допускается $R_b = 600 \text{ кг/см}^2$.

Необходимо также проверить размеры кривошипа для его мертвого положения по уравнению.

$$\frac{Po}{6bh^2} + \frac{P}{bh} = R_b$$

$$P \left(v + \frac{b}{6} \right) = \frac{b^2 h}{6} R_b. \quad (133)$$

Кривошип насаживается на вал или гидравлическим прессом, или нагорячо.

В первом случае конец вала делают слабо коническим (1 : 50), оставляя отверстие в кривошипе цилиндрическим. Во втором случае диа-

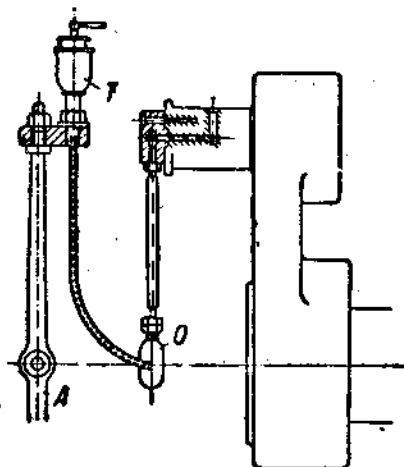
1 Строго говоря, напряжение не должно превосходить 400 кг/см^2 . Более высокая цифра допущена потому, что при рассматриваемом положении кривошипа (под углом 90°) давление на поршень обычно меньше расчетной величины P в связи с расширением пара.

метр отверстия холодного кривошипа делается в $1,002 \pm 1,005$ раз меньше чем диаметр вала. В обоих случаях для надежности заколачивают еще круглую или прямоугольную клиновую шпонку.

Кривошипный палец часто соединяется с телом кривошипа так, как это показано на фиг. 424. Коничность хвостовика при этом делается $1:12 \pm 1:15$. Иногда кривошип надевают на горячо, хвостовик пальца делается или слабо коническим ($1:50$), или цилиндрическим, причем в последнем случае его диаметр в холодном состоянии должен быть в $1,002$ раза больше диаметра отверстия в кривошипе.

Диаметр бунта на кривошипном пальце делается $1,2d \pm 0,4$ см, вышина его $0,15d \pm 0,5$ см.

Смазка пальца кривошипа обычно устраивается согласно фиг. 425. Из масленки T , установленной на ограждении машины, масло стекает в сборник O , расположенный на оси вала. Центробежной силой масло увлекается к центру пальца кривошипа, откуда по внутреннему сверлению попадает на вкладыши.



Фиг. 425. Смазка пальца кривошипа.

Переходя к расчету собственно вала, определим прежде всего силы реакции в подшипниках. Действующими силами являются давление P на цапфу кривошипа и вес маховика O (натяжением ремня, если таковой имеется, пренебрегаем).

При мертвом положении кривошипа реакция в подшипнике I (фиг. 423) складывается из горизонтальной силы

$$P_1 = P \frac{a_1 + a_2}{a_1}$$

и вертикальной

$$O_1 = O \frac{a}{a_1}.$$

Результирующая обеих сил

$$R_1 = \sqrt{P_1^2 + O_1^2}.$$

Для второго подшипника сила реакции

$$R_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + G_{II}^2},$$

где

$$P_{II} = P - P_1,$$

$$G_{II} = O - O_1.$$

Величина a_2 , которая могла быть лишь предварительно намечена, теперь проверяется определением длины цапфы l_1 :

$$l_1 > \frac{R_{II} a_1}{w} \quad (134)$$

¹ При точном подсчете вместо R_1 следует подставить среднюю величину опорной реакции за один оборот вала.

Коэффициент ψ принимается до 30 000 для бронзовых вкладышей, до 45 000 для вкладышей, залитых композицией.

Диаметр цапфы рассчитывается на прочность по уравнению

$$0,35 M_{\text{цп}} + 0,65 \sqrt{M_{\text{цп}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = 0,1 d_1^3 R_b, \quad (135)$$

где R_b — до 600 кг/см², $M_{\text{цп}} = P a_1$; $M_{\text{кр}} = PR$.

Удельное давление

$$p = \frac{R_1}{l_1 d_1} \quad (136)$$

не должно превышать 15–22 кг/см².

По конструктивным соображениям желательно иметь

$$d_1 \approx 0,4 D,$$

а для машин Штумпфа

$$d_1 \approx 0,5 D,$$

$$l_1 = (1,4 + 1,8) d_1.$$

Размеры цапфы подшипника II рассчитываются по аналогичным формулам:

$$l_2 > \frac{R_{II} n}{\omega}. \quad (134)$$

$$\frac{R_{II} l_2}{2} = 0,1 d_2^3 R_b, \quad (135)$$

$$l_2 d_2 p = R_{II}. \quad (136)$$

Диаметр вала d_1 в месте установки маховика определяется по уравнению

$$0,35 M'_{\text{цп}} + 0,65 \sqrt{M'_{\text{цп}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = 0,1 d_1^3 R_b, \quad (135)$$

где $M'_{\text{цп}} = R_{II} a$, $M_{\text{кр}} = PR$.

Напряжение R_b в этом сечении выбирается низкое, до 300 кг/см², чтобы избежать значительного прогиба вала.

Если машина снабжена ременной передачей и направление ремня известно, следует натяжение ремня принять в расчет, геометрически складывая его с весом маховика и затем разлагая на горизонтальную и вертикальную составляющие. При этом точном расчете допущенные выше напряжения могут быть несколько повышены (до 700 кг/см²).

§ 129. Коленчатый вал¹.

Коленчатые валы применяются всегда в вертикальных машинах, но иногда встречаются и в горизонтальных машинах с вильчатой рамой.

¹ Расчет валов коленчатого и кривошипного типа в простейшей, схематической форме. В ответственных случаях рекомендуется пользоваться более точными методами расчета (см., например, книгу проф. В. Ф. Шульца, «Цапфы, оси и валы», Киев 1927).

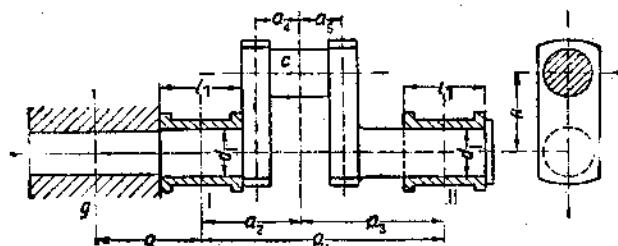
Схематическая конструкция одноколенчатого вала на двух опорах представлена на фиг. 426. Действующими силами являются давление P , передаваемое поршнем, и вес маховика G , приложенный в точке K (натяжением паса ременной передачи пренебрегаем). От этих сил получаются опорные реакции в подшипниках: левом (точка I):

$$G_I = G \frac{a + a_1}{a_1} \text{ и } P_I = P \frac{a_2}{a_1}$$

правом (точка II):

$$G_{II} = G_I - G \text{ и } P_{II} = P - P_I$$

Результирующие R_I и R_{II} обеих реакций в каждом подшипнике получаются в виде алгебраической суммы P_I и G_I (или P_{II} и G_{II}) для вертикальных машин, или в виде геометрической суммы (как диагональ параллелограмма) — для горизонтальных машин. Расчет частей вала производится по наибольшим силам реакции независимо от их направления.



Фиг. 426. Коленчатый вал.

Цапфа кривошипа c рассчитывается на крутящий момент

$$M_{kr} = R_I R$$

и изгибающий момент

$$M_{из} = R_{II} a_{из}$$

причем диаметр цапфы определяется по формуле

$$0,35 M_{из} + 0,65 \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} = 0,1 d^3 R_n$$

(R_n допускается до 600 кг/см^2).

Независимо от этого размера цапфы должны удовлетворять формулам (129) и (131) предыдущего параграфа.

Для цапфы подшипника I изгибающий и крутящий моменты выражаются формулами:

$$M_{из} = Ga; \quad M_{кр} = PR.$$

Размеры цапфы должны быть проверены, кроме того, на удельное давление и нагревание по формулам (134) и (136).

В подшипнике II крутящий момент равен нулю, а потому и размеры его могли бы быть взяты меньшими, чем подшипника I . Однако из кон-

структивных соображений оба подшипника выполняют одинаковых размеров.

Плечо кривошипа (колесо) шириной b и толщиной δ подвергается действию изгибающего момента

$$M_{из} = PR$$

и крутящего

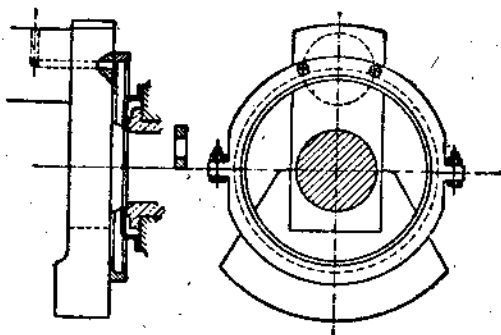
$$M_{кр} = R_2(a_2 + a_1) - Pa_1.$$

Размеры плеча определяются по формуле

$$0,35M_{из} + 0,65\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} = \frac{\delta b^2}{6} R_s.$$

Допускается R_s до 500 кг/см^2 .

Приведенный расчет вала является лишь схемой. Для каждого из сечений вала следует определить наибольшее напряжение, возникающее в нем. Поэтому полезно произвести определение напряжений для различных положений главного кривошипа, в первую очередь для мертвого положения и при наибольшем вращающем моменте.



Фиг. 427. Смазка кривошипа коленчатого вала.

Нормальные размеры цапфы кривошипа коленчатого вала

$$d = (0,45 \div 0,55) D, \quad l = d;$$

цапфы коренного подшипника —

$$d_1 = (0,45 \div 0,55) D, \quad l_1 \approx 2d_1.$$

В машинах Штумпфа обычно

$$d \approx 0,425 D; \quad l = 0,9d + d, \quad d_1 \approx 0,425 D.$$

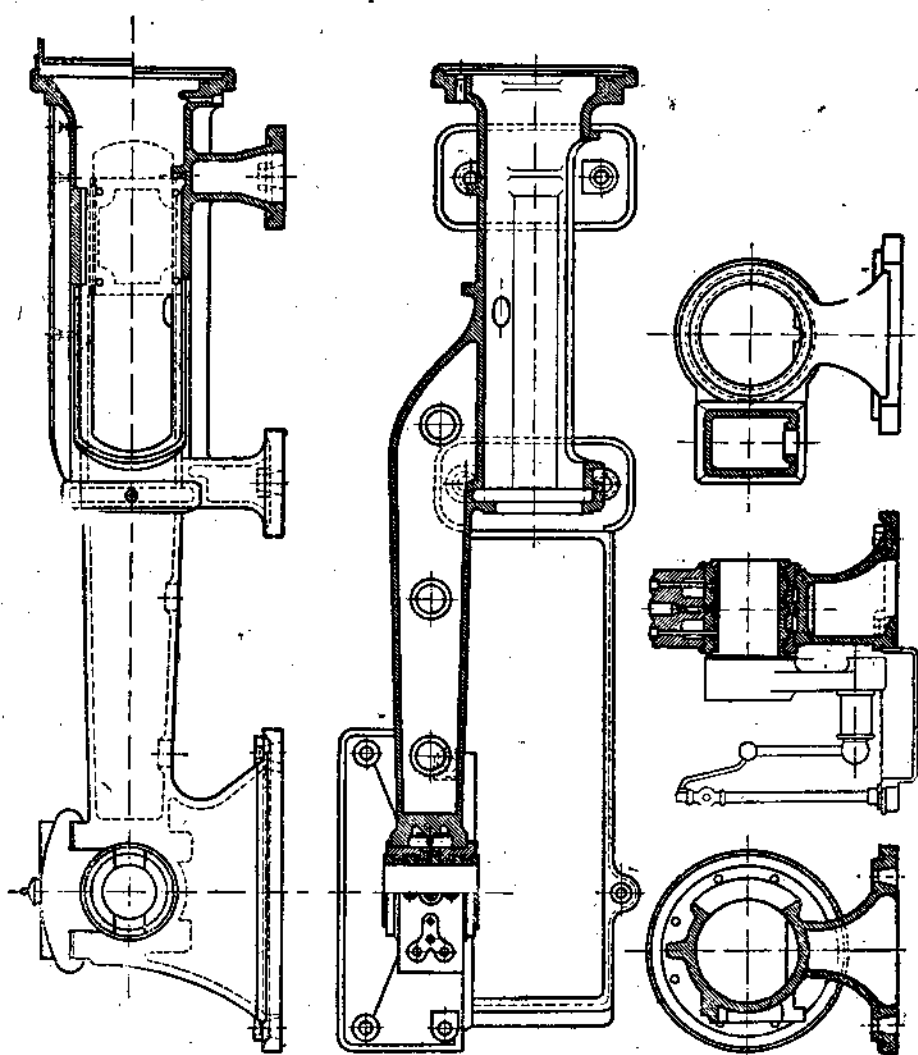
Смазка цапфы коленчатого кривошипа производится обычно из кольца, привинченного к колесу (фиг. 427), в которое масло подается из капельной масленки. Центробежной силой масло отбрасывается к периферии кольца, откуда сверлением вдоль оси цапфы и поперек ее поступает к вкладышам шатунной головки.

§ 130. Рама и коренные подшипники.

Конструкция байонетной рамы для кривошипного вала показана на фиг. 428.

Параллели, как обычно, имеют круглое сечение и вырезаны с одной стороны для доступа к крейцкофу и сальнику. Лапы под параллелями

в небольших машинах иногда не делают. От параллелей до конца рамы на фундамент укладывают чугунное или железное корыто для собирания масла с частей движения. Сверху последние обычно ограждаются железным или чугунным кожухом. Удельное давление рамы на фундамент от собственного веса и сил инерции под коренным подшипником не должно



Фиг. 428. Байонетная рама.

превышать 2 кг/см^2 . Фундаментные болты должны быть проверены на силы инерции согласно указаний в § 88.

Конструкция вильчатой рамы выясняется из фиг. 429 и 430 (см. вклейку). Параллели здесь открыты с обеих сторон. Рама обладает значительной опорной поверхностью. Корыто под кривошипом отлито заодно с рамой, сверху части движения закрыты железным кожухом.

В рамах обеих конструкций придерживаются следующих размеров:

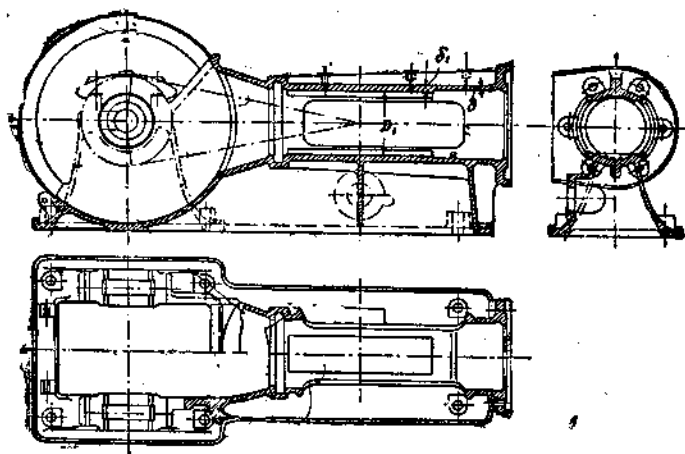
$$D_1 = D + (D + 30) \text{ мм}$$

(D — диаметр цилиндра)

$$\delta = \frac{1}{20} D + 5 \text{ мм}, \delta_1 = \delta + (6 + 15) \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтов выбирается

$$d_f = 0,05 D + 20 \text{ мм.}$$



Фиг. 429. Вилчатая рама.

Рама рассчитывается на изгиб и растяжение. Так как определение изгибающего напряжения представляет известные затруднения, для ориентировочного расчета можно ограничиться нахождением растягивающего напряжения

$$R_x = \frac{P}{f},$$

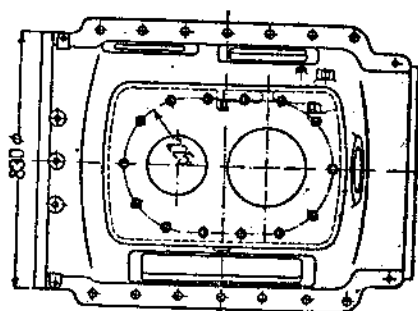
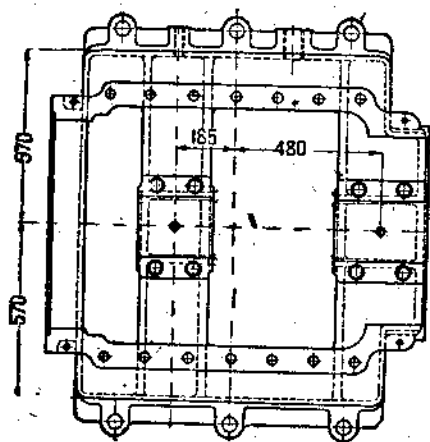
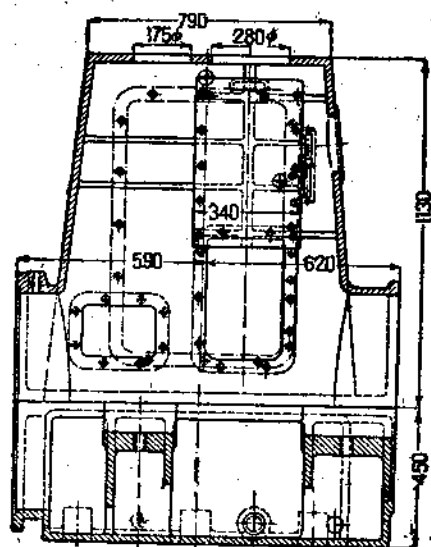
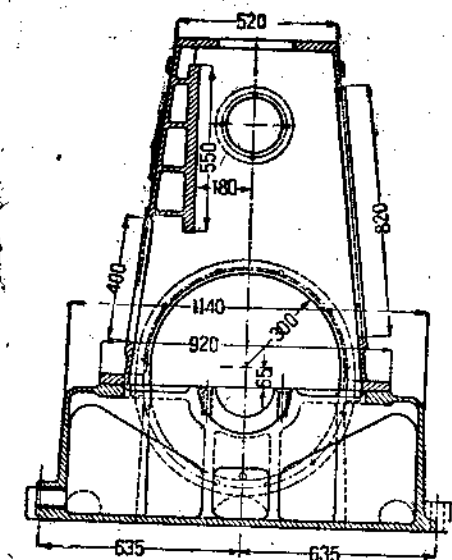
где f — площадь поперечного сечения рамы в наиболее слабом месте. При этом методе расчета допускается

$$R_x = 40 \div 50 \text{ кг/см}^2.$$

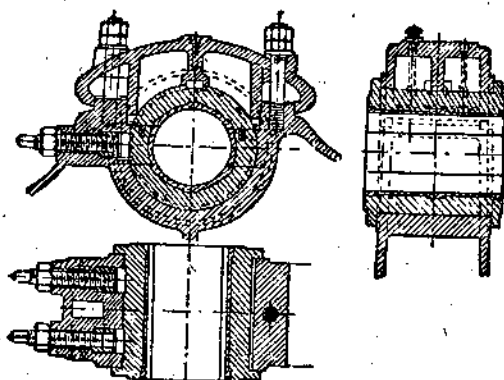
Болты, скрепляющие раму с цилиндром, делаются обычно диаметром не менее $7/8$ дюйма. Напряжение от разрыва силою P в этих болтах не должно превосходить 500 кг/см^2 .

На фиг. 431 приведен чертеж закрытой рамы (колонны) вертикальной машины, цилиндр которой представлен на фиг. 381.

Коренные подшипники исполняются обычно с чугунными вкладышами, залитыми баббитом. Вкладыши делаются разъемными из четырех частей. Подтяжка производится или боковыми нажимными болтами (фиг. 431а), или клиньями. Пример последней конструкции с кольцевой смазкой показан на фиг. 432. Эт конструкцию в смысле возможности равномерной подтяжки вкладышей следует признать более целесообразной чем первую.

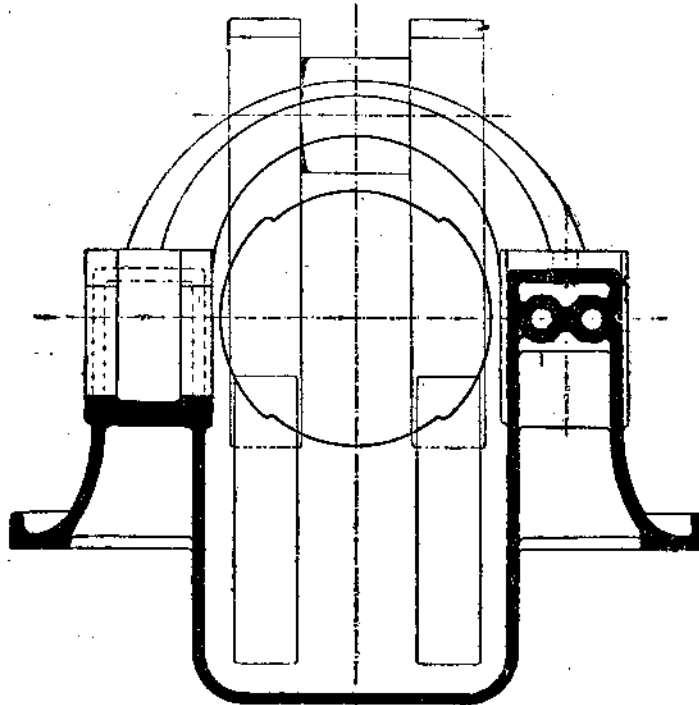


Фиг. 431. Колонна вертикальной быстроходной машины «Erste Brünnner Maschinenfabriks A. G.».

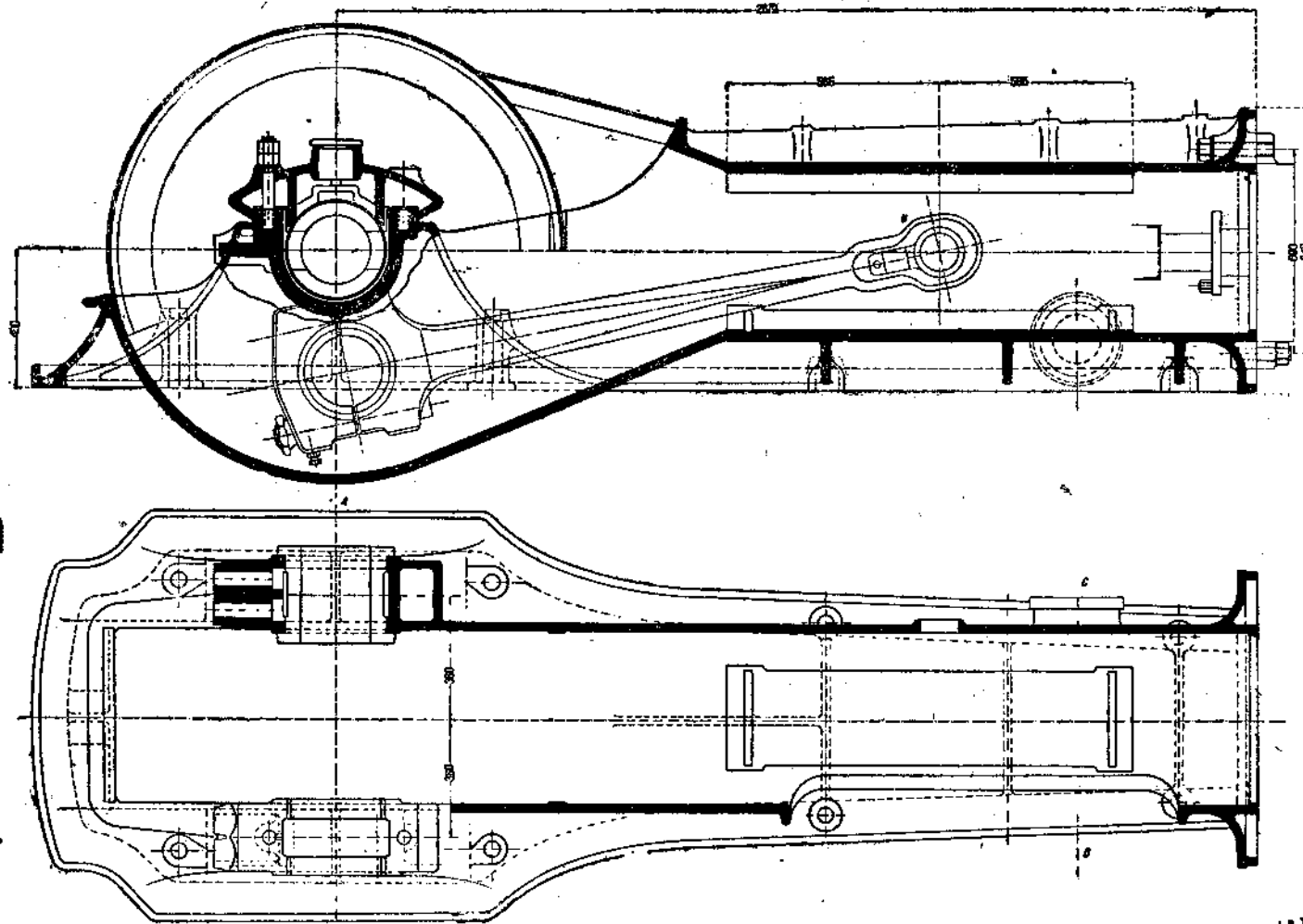
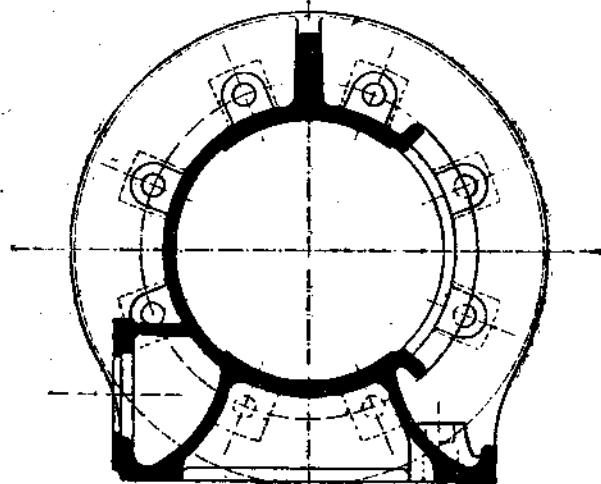


Фиг. 432. Колонна подшипника.

Разрез по АВ

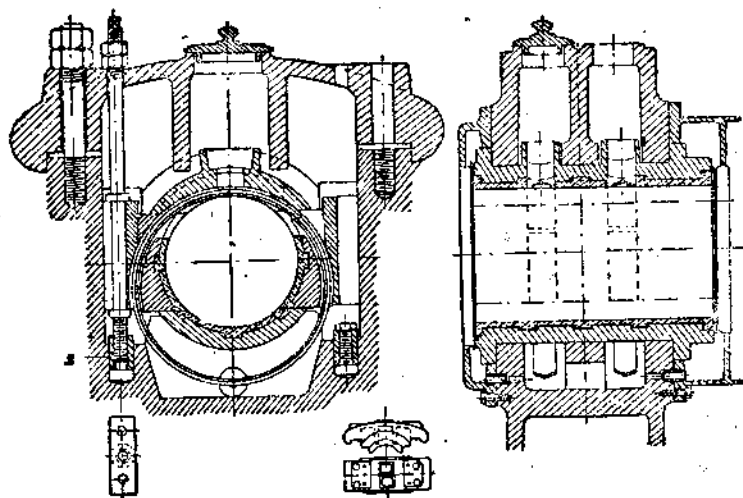


Разрез по СД

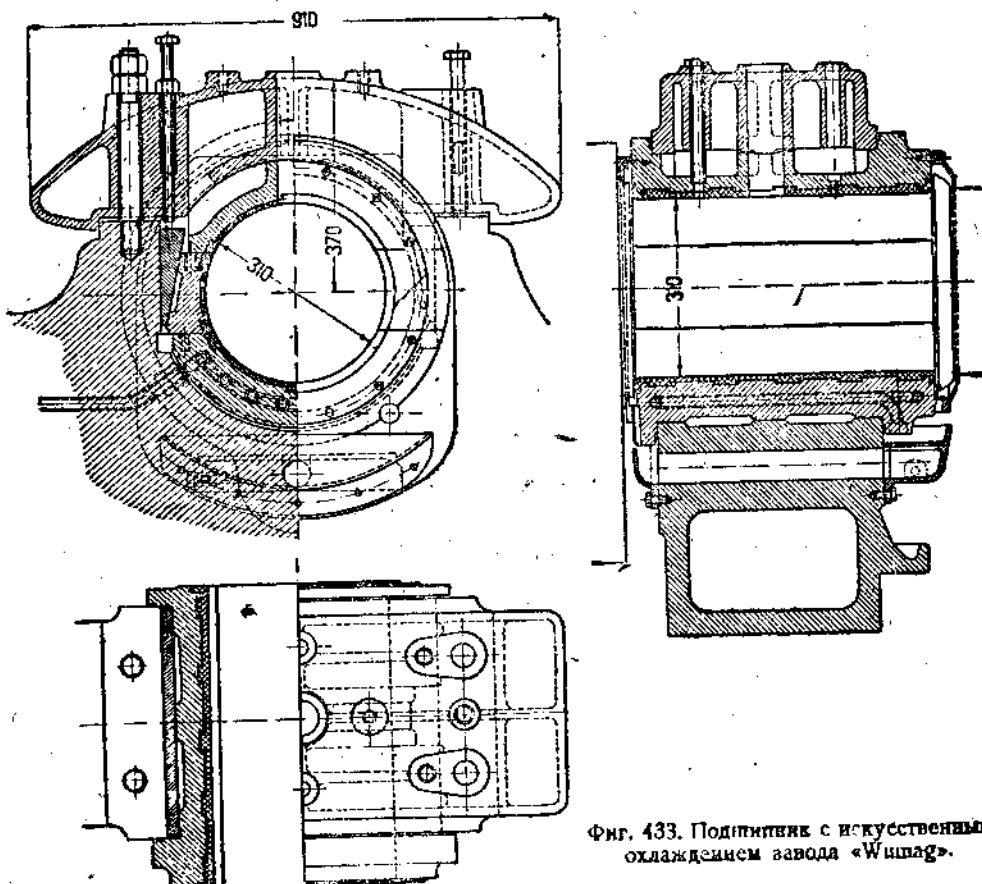


ФУРАКОВСКАЯ
Б. М. Зайцева В. М.
ТУ КРЕСТРАВОА
№

Фиг. 430. Вильчатая рама завода „Большевик“ в Киеве.



Фиг. 432. Коренной подшипник.

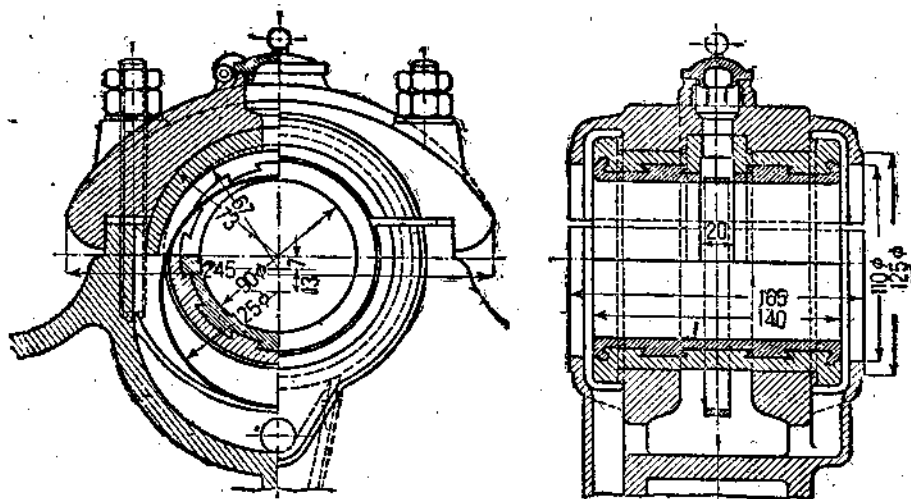


Фиг. 433. Подшипник с искусственным охлаждением завода «Wipac».

Примером конструкции подшипника вертикальной машины может служить фиг. 434. Здесь вкладыши состоят лишь из двух частей, разъемных по оси вала.

$$s = (0,14 \div 0,16)d \div (12 \div 16) \text{ мм.}$$

Удельное давление бокового вкладыша на клин для подтяжки не должно превышать 200 кг/см^2 .



Диаметр крышечных болтов горизонтальных машин можно принимать

$$\Delta = 0,1 \text{ дж} + (8 \div 13) \text{ мм},$$

Диаметр болта для подтяжки клина

$$\Delta_1 = \Delta - 1/2 \text{ дюйма.}$$

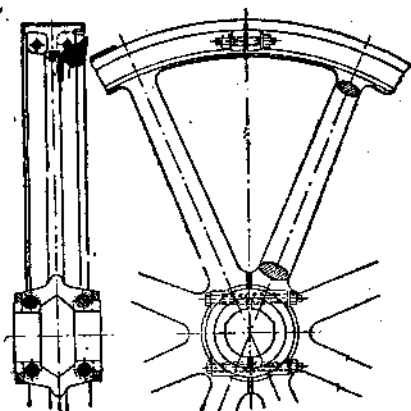
§ 131. Маховик.

486

Маховики сплошь и рядом выполняют роль шкивов; в этих случаях профиль обода их должен соответствовать размерам ремня или канатов.

Если маховик насажен на свободный конец вала, он может быть изготовлен цельным (обычно при диаметре до 2 м). В большинстве же случаев маховики приходится делать разъемными, причем конструкции соединения частей маховика следует уделить особое внимание ввиду ответственности ее работы. Канатные маховики большой ширины выполняются свертными и по ширине своей.

Одна из конструкций маховика представлена на фиг. 435. Обе половины маховика скреплены друг с другом болтами на ободу и втулке; кроме того, на втулке имеются два кольца, насаженные нагорячо и стягивающие втулку.



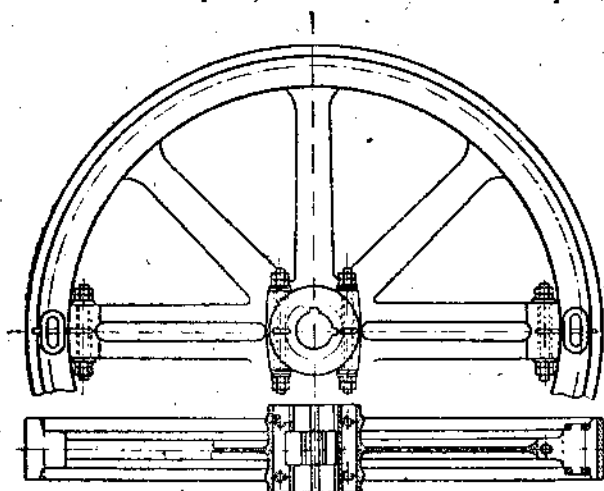
Фиг. 435. Маховик.

В маховике на фиг. 436 разъем произведен по спице. Втулка стянута болтами, а на ободу кроме болтов насажены нагорячо железные кольца.

Следует отметить, что соединение частей маховика при помощи колец, насаженных нагорячо, не может быть особенно рекомендовано (как для втулки, так и для обода). Это

соединение требует большой тщательности изготовления и представляет собою большие затруднения при разборке и сборке маховика во время ремонта.

Часто встречающееся соединение частей маховика представлено на фиг. 437. Чека, заложённая в пазы, отлитые в ободу, стягивает маховик при помощи двух клиньев. Втулка маховика при этом скрепляется по одному из вышеописанных способов.



Фиг. 436. Маховик.

Напряжение в ободу маховика, если рассматривать его как свободно вращающееся кольцо:

$$\sigma_r = 0,074v^2 \text{ кг/см}^2, \quad (137)$$

где v — окружная скорость на ободу в м/сек.

Благодаря наличию спид, вызывающих напряжения от изгиба, в действительности следует считать напряжение в ободе в 2—3 раза больше вышеуказанного. Для того чтобы σ_z не превосходило 200 кг/см^2 , принимают σ не больше 30 м/сек .

Число спиц i составляет обычно 6—8. Размеры спиц должны быть проверены на растяжение и изгиб.

Растягивающее напряжение от центробежной силы

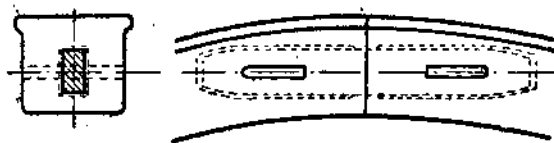
$$\sigma_z = \frac{Gv^2}{gR_k f_0 i} \text{ кг/см}^2,$$

где

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2,$$

R_k —радиус маховика (правильнее взять радиус центра тяжести обола) в м,

f_0 —наименьшее поперечное сечение спицы в см^2 .



Фиг. 437. Соединение обола чекою.

Изгибающее напряжение в спице у втулки возникает под действием момента от окружного усилия P_k .

Если обод маховика не используется для передачи работы машинам-орудиям (т. е. маховик не является одновременно шкивом), то P_k берется вдвое больше среднего окружного усилия на ободе, т. е.

$$P_k = \frac{2 \cdot 75 N_k}{v} = \frac{150 N_k}{v}. \quad (139)$$

Коэффициент 2 вводится из тех соображений, что в машинах-орудиях могут возникнуть внезапные значительные сопротивления, увеличивающие окружное усилие на ободе маховика.

Если маховик служит одновременно шкивом, то

$$P_k = \frac{T_{\max} R}{R_k}, \quad (140)$$

где $T_{\max}$ —наибольшая тангенциальная сила, приложенная к пальцу кривошипа (определяется аналитически по § 84, или берется из диаграммы тангенциальных сил—фиг. 280); R —радиус кривошипа.

Предполагая, что момент силы P_k передается всем спицам, находим

$$\sigma_b = \frac{P_k l}{i W} \text{ кг/см}^2 \quad (141)$$

(l —длина спицы в см).

Момент сопротивления для эллиптической спицы (размеры сечений a и b)

$$W = 0,1ab^3 \text{ куб. сантиметров.}$$

Суммарное напряжение в чугунной спице не должно превышать 150 кг/см^2 , в железной— 400 кг/см^2 .

Болты, скрепляющие две половины обода, рассчитываются на разрыв силой Q , соответствующей напряжению в ободу, но увеличенной на нагрузку болтов и для надежности в 1,4 раза:

$$Q = 1,4 \cdot 0,074 \sigma_f. \quad (142)$$

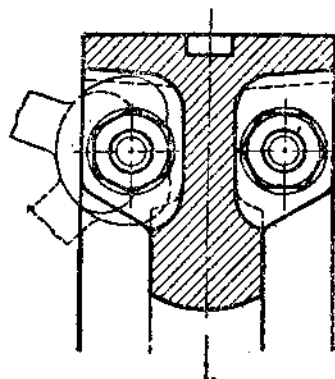
Напряжение R_b в болтах допускается до 500 кг/см^2 .
При соединении чекой (фиг. 437) сила Q принимается

$$Q = 1,2 \cdot 0,074 \sigma_f,$$

и чека рассчитывается на разрыв этой силой (для железа $R_b < 500 \text{ кг/см}^2$). Клинья, удерживающие чеку, рассчитываются по силе Q на изгиб и смятие (см. стр. 465). Изгибающее напряжение в стальных клиньях допускается до 800 кг/см^2 , напряжение на смятие чугуна — до 600 кг/см^2 , железа — до 1000 кг/см^2 .

Крепление желательно располагать в центре тяжести обода для того, чтобы избежать момента, изгибающего соединительные болты или чеку. При соединении частей маховика болтами можно рекомендовать поэтому профиль обода, показанный на фиг. 438, где ось болтов проходит как раз через центр тяжести обода.

Толщина втулки маховика выбирается



Фиг. 438. Профиль обода маховика.

$$0,4d + (9 \div 11) \text{ мм},$$

где d — диаметр отверстия для вала.

Диаметр болтов, скрепляющих обе половины втулки, можно принимать равным

$$0,3d + (15 \div 25) \text{ мм}.$$

Кольца, стягивающие втулку, делаются обычно квадратного сечения, толщиной, равной $0,7 \div 0,8$ диаметра болтов.

Площадь поперечного сечения всех болтов и колец, скрепляющих втулку маховика, должна быть не менее 0,8 площади поперечного сечения крепления обода.

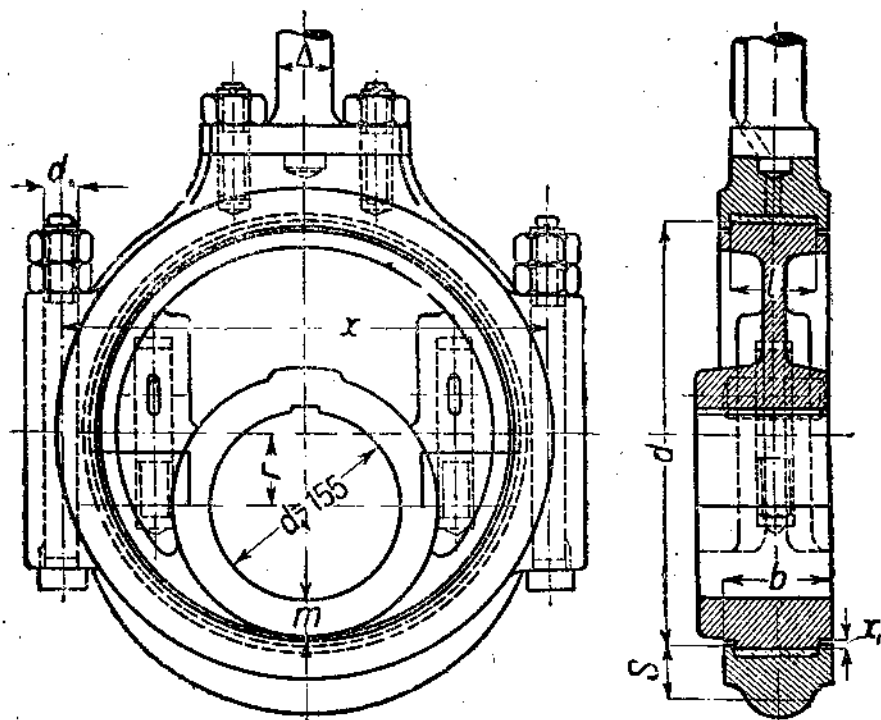
§ 132. Эксцентрик.

Типичная конструкция золотникового эксцентрика показана на фиг. 439. Чугунный эксцентриковый диск состоит из двух половин, соединенных штырями и клиньями. Чугунный же хомут снабжен заливкой баббитом. Смазка подается по трубке из масленки, расположенной на эксцентриковой тяге.

При клапанных парораспределениях хомуты (реже — диски) отжовыва-

ются иногда из железа или стали. Эксцентрики могут быть изготовлены и цельными, учитывая, конечно, возможность разборки и сборки машины.

На фиг. 440 показана конструкция эксцентрика (клапанного парораспределения), позволяющая легко изменять угол заклинивания эксцентрика на валу. Эксцентриковый диск не сидит на шпонке, а удерживается от вращения клином *a* с зубчатой насечкой, который болтом *b* прижимается к валу, снабженному в этом месте такою же насечкой.



Фиг. 439. Эксцентрик золотникового распределения.

Можно обратить внимание в этой конструкции на способ укрепления эксцентриковой тяги, легко позволяющий изменять ее длину (в конструкции на фиг. 439 это достигается прокладками между фланцем тяги и эксцентриком).

В машинах с цилиндрическими золотниками или с клапанным парораспределением эксцентрики обычно не рассчитываются на прочность ввиду незначительности действующего усилия.

При золотниках плоских полагают усилие, необходимое для смещения золотника

$$P_s = 0,2p_1f, \quad (143)$$

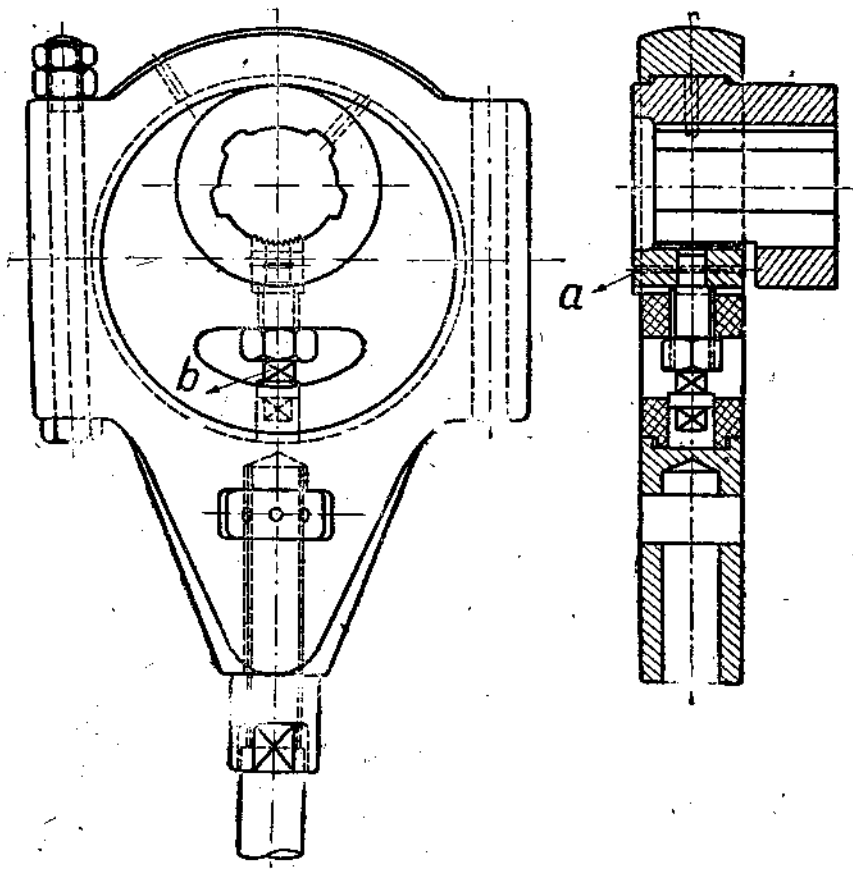
где p_1 — абсолютное давление пара в золотниковой коробке, f — неуравновешенная опорная поверхность золотника в см^2 .

Ширина l рабочей поверхности эксцентрика (фиг. 439) по условиям допустимого нагревания определяется по формуле

$$l > \frac{P_2 \pi}{\varpi}, \quad (144)$$

где $\varpi = 20\,000$ при хомуте с баббитовой заливкой,

$\varpi = 10\,000$ при работе железного хомута по чугунному диску.



Фиг. 440. Переставной эксцентрик завода «Maschinenbaugesellschaft Karlsruhe».

Средняя толщина s хомута в наиболее опасном месте находится из уравнения

$$\frac{bs^2}{6} R_b = \frac{P_2}{2} \left(\frac{x}{2} - d \right), \quad (145)$$

где для чугуна

$$R_b = 150 \text{ кг/см}^2,$$

для железа

$$R_b = 300 \text{ кг/см}^2.$$

Наименьшая толщина втулки чугунного эксцентрикового диска принимается

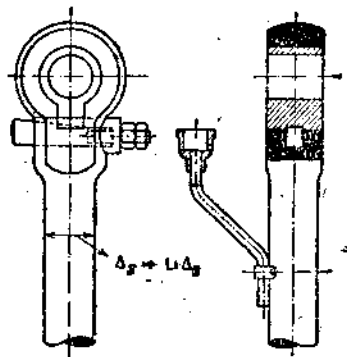
$$m = 0,1(2r + d_1) + (5 \div 10) \text{ мм.}$$

Наружный диаметр диска получается равным

$$d = 2(r + 0,5d_1 + m + x_1).$$

Наружный диаметр соединительных болтов принимается

$$d_b = 0,1d_1 + (8 \div 12) \text{ мм.}$$



Фиг. 441. Головка эксцентриковой тяги.

Диаметр болтов должен быть проверен на разрыв силою $\frac{P_s}{2}$; причем напряжение R_s должно быть не более 250 кг/см^2 .

Эксцентриковая тяга рассчитывается по формуле 120 (стр. 472) на продольной нагрузке силою P_s со степенью надежности

$$n \approx 40.$$

Независимо от этого сжимающее напряжение в тяге от силы P_s и собственного веса тяги и золотника не должно превышать 300 кг/см^2 .

Если обозначить диаметр золотникового штока в сальнике Δ_s , то диаметр эксцентриковой тяги у шарнирного соединения со штоком (фиг. 441) принимается равным $\Delta_s \div 1,1\Delta_s$, диаметр у эксцентрика (см. фиг. 439)

$$\Delta = (1,4 \div 1,6)\Delta_s.$$

При этом Δ_s принимается равным

$$\Delta_s = \frac{D}{25} + (12 \div 18) \text{ мм}$$

(где D — диаметр парового цилиндра), при условии, что напряжение от силы P_s не будет превышать 200 кг/см^2 .

ЧАСТЬ IX.

ПРИМЕРЫ ИСПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ И УСТАНОВОК ПАРОВЫХ МАШИН.

§ 133. Горизонтальные одноцилиндровые машины.

На табл. 1 и фиг. 442 изображена машина так называемого «колоннального» типа в исполнении фирмы «Динглер» (Dingler'sche Maschinenfabrik A. G., Zweibrücken).

Фирма строит эти машины для мощностей 18—200 л. с. (при перегрузке — до 260 л. с.) в порядке серийного производства и считает их наиболее подходящими для снабжения заокеанских колоний, мотивируя это: 1) простотой конструкции, 2) дешевизной, 3) небольшим весом, 4) взаимозаменяемостью частей, 5) возможностью транспортировки в собранном виде.

Машина предназначена преимущественно для работы на атмосферу, но может снабжаться и конденсационной установкой.

Цилиндр машины находится на весу, будучи прикреплен передним фланцем к вильчатой раме машины.

Парораспределение производится двумя поршневыми золотниками — одним для впуска, другим для выпуска. Оба золотника расположены в коробке, отлитой заодно с цилиндром, вверху — впускной, внизу — выпускной (в моделях малой мощности золотники расположены по бокам цилиндра). Первый из золотников управляется плоским регулятором.

Машина имеет центральную смазку под давлением. Смазочные прессы видны на фиг. 442 против крейцкофа.

Машина крупного промышленного типа одной из руководящих фирм по постройке паровых машин — завода бр. Зульцер (Gebr. Sulzer A. G.) в Людвигсгафене — представлена на таблице V.

Цилиндр машины представляет собою весьма простую отливку. Сложную конструкцию зато имеют крышки, сквозь которые пропускается свежий пар и в которых размещены оба клапана.

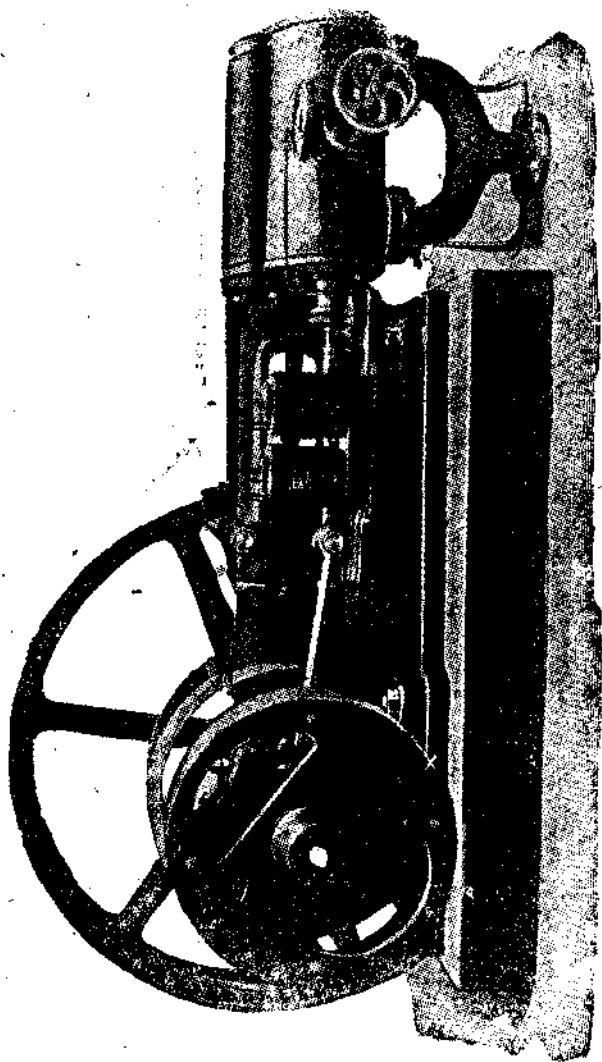
Рама машины вильчатая. Поршень снабжен контрштоком.

Парораспределение принудительное по системе Зульцер; управляется оно плоским регулятором.

Интересную конструкцию представляет собой опора цилиндра. Ни цилиндр, ни крышки его опорных лап не имеют. Под направляющей контрштока расположен вертикальный масляный цилиндр; поршень последнего представляет собой колонку, на которую и опирается паровой цилиндр при посредстве направляющей контрштока.

Под поршень масляного цилиндра насосом при машине подается масло под давлением. Сила, приложенная к поршню масляного цилиндра, уравновешивает вес машины, передающийся в этом месте.

Конструкция эта допускает свободное удлинение цилиндра при нагреве. Масляная подушка под поршнем смагчает, кроме того, вибрация машины.



Фиг. 442. Одноцилиндровая машина «колонийного» типа завода «Динглер».

На табл. VI изображена прямоточная машина того же завода бр. Зульдер мощностью 420 л. с. ($D = 600$ мм, $S = 725$ мм, $n = 150$). Как и в предыдущем типе, клапаны расположены в крышках, которые здесь имеют несколько более простую конструкцию благодаря отсутствию выпускных клапанов. Парораспределение той же системы, что и вышеописанной машины. В разрезе по А—В виден клапан для добавочного вредного

пространства. Конденсатор расположен непосредственно под цилиндром. Мокровоздушный насос приводится от коренного вала специальным кривошипом.

На табл. II представлена горизонтальная прямоточная машина постройки завода *MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg)*.

Цилиндр машины, представляющий собой простую отливку, опирается на фундамент двумя боковыми лапами. С параллелями цилиндр связан при помощи фланца, который соединен с крышкой несколькими ребрами. Этим затрудняется теплопередача от цилиндра к параллелям. Рама машины — вильчатая, по всей своей длине опирающаяся на фундамент. Части движения ограждены железным кожухом. Поршень, крейцкопф, шатун имеют нормальную конструкцию. Коленчатый кривошип снабжен противовесом.

Впуск пара происходит снизу через крышки цилиндра. В последних расположены клапаны с горизонтальными осями штоков. Привод клапанов совершается от распределительного валика *д*, получающего вращение от главного вала при помощи конических шестерен. На этом валу сидит эксцентрик *р*, находящийся под воздействием регулятора Лентца. Эксцентрик приводит вспомогательный валик, от которого при помощи двух кривошипников и тяги получает колебания валик *л*, опирающийся в клапанных коробках; ось этого валика составляет продолжение оси распределительного валика. При помощи качающихся кулачков и роликов осуществляются открытие и посадка клапанов. Все распределение имеет минимальное количество соединительных частей и весьма компактно. Клапаны имеют солидное направление, что особенно необходимо ввиду их горизонтального расположения.

Добавочное вредное пространство, находящееся в крышках цилиндра, автоматически приключается при работе на атмосферу. Клапаны с снабжены поршеньками *а*, находящимися с одной стороны под давлением атмосферы, а с другой стороны — под давлением в конденсаторе, так как внутренние полости соответствующих цилиндров соединены трубками с выпускной полостью *б* парового цилиндра. Если машина начинает выпускать пар в атмосферу, давление под поршеньком *а* возрастает и открывает клапан *с*.

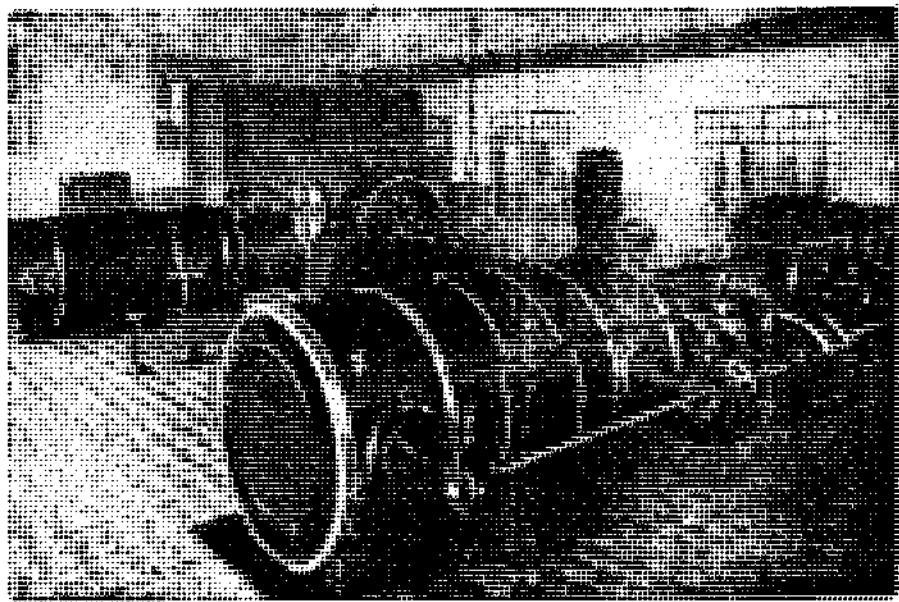
Выпуск пара производится через окна посредине цилиндра непосредственно в конденсатор смешения. Холодная вода подается по вертикальной трубе снизу вверх, осуществляя до некоторой степени принцип противотока. Продукты конденсации откачиваются двоянным мокровоздушным насосом, приводящимся от коренного вала при помощи вспомогательного кривошипа. Смазка цилиндра, сальника и клапанных шпинделей производится насосом, приводящимся от распределительного валика. Шатунные головки, крейцкопф и коренные подшипники обслуживаются каплевыми масленками из общего сосуда, расположенного сверху на параллелях.

На фиг. 443 дана фотография двух машин описанной конструкции. Типичным примером машины Штумфа может служить изображенная на фиг. 211 горизонтальная машина (постройки завода *Burmeister, Wain* в Копенгагене).

Цилиндр и крышки этой машины представлены на фиг. 384 и 385 (стр. 441), а клапанная коробка на фиг. 212. Эта машина имеет байонетную раму и крейцкопф в виде цельной стальной отливки. Обращает на себя внимание конденсатор, отлитый заодно с насосом и расположенный наклонно

(насос приводится эксцентриком от коренного вала). Цилиндр машины опирается на патрубок конденсатора; кроме того имеются две шарнирные колонки, поддерживающие цилиндр, но не препятствующие его свободному расширению от нагрева.

Рациональной конструкцией отличается машина, изображенная на табл. VII машиностроительного завода в Карлсруэ. Построенная на давление пара 11 ат, она имеет диаметр цилиндра 325 мм, ход поршня—350 мм, число оборотов—200. Машина отличается быстроходностью, коротким ходом, компактными, но солидными размерами. Парораспределение поршневыми золотниками, приводящимися механизмом Прелля, который описан в § 77. Золотники расположены в крышках цилиндра. Задняя из послед-



Фиг. 443. Прямоточная машина фирмы MAN.

них снабжена лапами, свободно опирающимися на фундамент (с фундаментными плитами лапы не скреплены). При разборке машины задняя крышка отодвигается; при этом отверстия в фундаментных плитах (по 14 шт.) используются как точки опоры для рычагов, которыми отодвигается в сторону крышка.

Цилиндр представляет собою вид простой трубы с фланцами. Поршень наглухо закреплен на штоке и, благодаря своим плоским торцевым поверхностям, способствует образованию минимальных вредных поверхностей и вредного пространства.

Смазка цилиндра осуществляется специальным лубрикатором, приводящимся эксцентриком на распределительном валу (см. разрез по E—F). Подшипники, кривошип, крейцкопфный палец, параллели обслуживаются центральной смазкой от зубчатого насоса, находящегося на свободном конце

коренного вала (в разрезе по $G-H$ — справа). От этого насоса масло проходит по сверлениям в коренном валу к подшипникам и к кривошпиту, а от туда по сверлению вдоль шатuna — к крейцкопфному пальцу и параллелям.

Сальник — системы Прелля (§ 113) снабжен устройством, препятствующим проникновению просочившегося пара на параллели. По трубе из пространства за перегородкой в параллелях пар отводится в конденсационный горшок.

По тому же типу, что и рассмотренная машина, сконструирована машина высокого давления завода Штарке — Гофман, изображенная на табл. VIII (см. также § 121).

Машина при давлении пара $40-60$ ат и противодавлении 10 ат развивает $800-1000$ л. с. Поршневые золотники, служащие органами парораспределения, расположены в крышках цилиндра и приводятся механизмом, напоминающим механизм Прелля. Поршень с тайной гайкой снабжен девятью поршневыми кольцами. Сальники в связи с высоким давлением пара имеют значительную длину. Неконструктивно длинны также башмаки крейцкопфа, обуславливая незначительное удельное давление на параллели. Рама машины — байонетная, хотя при значительном усилии на поршень следовало бы предпочесть вильчатую конструкцию.

§ 134. Вертикальные одноцилиндровые машины.

Этот тип машин особенно распространен в установках небольшой мощности. Обычно машины эти выполняются быстроходными.

На табл. III представлена вертикальная одноцилиндровая машина, работающая на атмосферу и соединенная непосредственно с динамомашинной. Рама и колонны машины образуют цельную конструкцию. Параллели — с двойным направлением, благодаря чему конструкция крейцкопфа такая же, как и в горизонтальных машинах. Вал коленчатый с минимальным расстоянием между подшипниками. Парораспределение цилиндрическим золотником с двойным выпуском (подобно золотнику Трика), управляемым плоским регулятором. Впуск пара — внутренний через вентиль, расположенный с правой стороны. Слева на той же проекции видна выпускная труба. Роль маховика выполняет ротор динамомашинной. Смазка цилиндра и золотника осуществляется смазочным прессом («моллерупем»), видимым на боковой проекции слева. Остальные части движения получают масло из капельных масленок Шарко.

Изображенная на фиг. 238 вертикальная машина Шгумфа развивает мощность 30 л. с. при 400 об/мин. Цилиндр машины опирается на чугунную стойку с одной стороны и две колонны — с другой. Устройство колонн машины при таком высоком числе оборотов нельзя признать рациональным; следовало бы применить закрытый картер. Маховик вместе с заключенным в нем регулятором находится на весу. Смазка производится от пресса и от центральной капельной масленки.

§ 135. Горизонтальные машины двойного расширения.

Горизонтальная тандем-машина завода бр. Зульцер представлена на табл. IX.

Цилиндр высокого давления этой машины имеет ту же конструкцию, что и изображенный на табл. V. Цилиндр низкого давления выполнен пря-

моторным, причем впускные клапаны его расположены снизу и в отличие от обычной конструкции при открывании опускаются (а не поднимаются).

Каждый из впускных клапанов обоих цилиндров имеет одно подвижное гнездо на специальном поршеньке, который подпирается пружинами. Такая конструкция гарантирует плотность прилегания клапанов при различных удлинениях от нагрева клапанов и их гнезд.

Средние крышки обоих цилиндров отлиты заодно и служат одновременно соединительным фонарем. Здесь же устроен общий сальник обоих цилиндров (с металлической набивкой).

Передняя крышка ц. н. д. сведена по размерам к сальниковой корбке. Клапанные коробки этого цилиндра отлиты заодно с ним; по краям цилиндра отлиты кольцевые полости для добавочного вредного пространства.

Параллели машины надежно предохранены от попадания на них пара из сальника.

Опорой цилиндров служит масляный цилиндр, подобно изображенному на табл. V.

Особый интерес представляет собою машина тандем короткого типа системы Лентца. На табл. IV изображена такая машина постройки завода Ганомат. Машина эта не имеет соединительного фонаря, а потому обладает крайней компактностью. При обшитых цилиндрах она напоминает одноцилиндровую машину, и только наличие четырех клапанных коробок сверху указывает на то, что машина двухцилиндровая.

Оба цилиндра представляют собою цельную отливку (для больших машин, впрочем, каждый цилиндр отливается в отдельности). Промежуточная крышка с сальником Лентца в ней (фиг. 399) разделяет цилиндры. Крышка эта может быть вынута через большой цилиндр, что крайне упрощает разборку машины и доступ к малому цилиндру. Впуск пара производится в ц. в. д. снизу; отсюда пар выходит через верхние клапаны в ресивер, представляющий собой полость в отливке цилиндров. В большой цилиндр пар поступает через верхние клапаны и удаляется в конденсатор через нижние. Короткий шатун способствует компактности машины, фотография которой приведена на той же таблице.

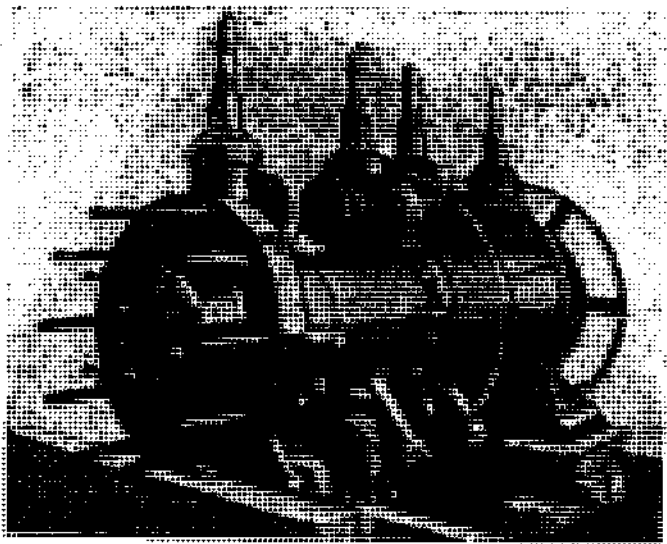
На фиг. 444 представлена фотография необшитых цилиндров (а период сборки) такой же машины, но с отдельно отлитыми цилиндрами. Из фотографии видны: соединение цилиндров, клапанные коробки, приливы для ввиндаторов и для продувательных кранов. Чертеж цилиндров приведен на фиг. 387.

Вполне современной является конструкция тандем-машины с промежуточным отбором пара завода Гартмана, изображенная на табл. XII и XIII.

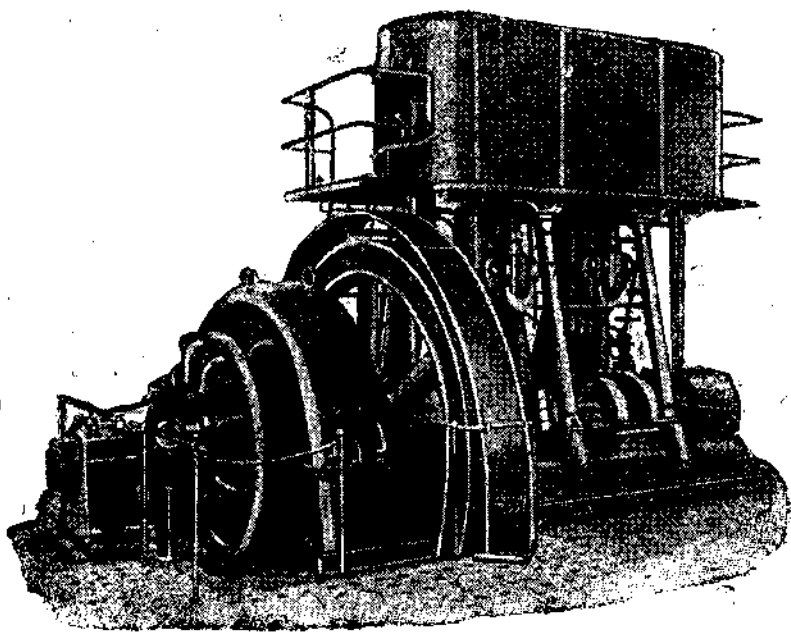
Машина управляется поршневыми золотниками, приводящимися клапанными механизмами: впускные золотники — расцепным механизмом типа Кольмана. Золотники помещаются в крышках (см. фиг. 250 и 251), и цилиндры представляют собой простые отливки. Задние крышки при помощи шестерен с зубчатыми рейками легко отодвигаются при разборке машин.

Поршень ц. в. д. снабжен тремя кольцами, контрштоком и потайной гайкой. Поршень ц. н. д. цельный, легкой конструкции.

Соединительный фонарь сделан разъемным в вертикальной плоскости, что крайне облегчает разборку: сняв обе половины фонаря, отодвигают заднюю крышку ц. н. д. и получают доступ к внутренности цилиндра.



Фиг. 444. Цилиндры танков-машины Лентца короткого типа.



Фиг. 445. Вертикальная машина Компаунд с клапаным парораспределителем Лентца.

Цилиндр низкого давления снабжен паровой рубашкой, представляющей собой продолжение ресивера машины.

Регулирование машины описано в § 118. Цилиндр высокого давления управляется центробежным регулятором, и. н. д. — ртутным регулятором давления (см. табл. XIII — разрез по *G—H*).

На табл. XII видны расположение и конструкция впрыскивающего конденсатора и мокровоздушного насоса.

§ 136. Вертикальные машины компаунд.

Быстроходная машина этого типа представлена на табл. X. Особенностью машины является закрытый картер, позволяющий применить обильную смазку под давлением без опасения, что масло будет разбрызгиваться.

Масляный насос, расположен под средним подшипником и приводится от коренного вала зубчатой передачей. Машина работает на атмосферу. Парораспределение обоих цилиндров — поршневыми золотниками, причем золотник малого цилиндра управляется плоским регулятором. Цилиндр высокого давления снабжен паровой рубашкой, обогреваемой острым паром. Впуск пара в этот цилиндр — внутренний, в и. н. д. — внешний. Золотниковые скалки прикрыты чугунными кожухами, так что машина не имеет видимых движущихся частей.

Изображенная на табл. XI вертикальная машина-компаунд имеет клапанное распределение системы Лентца (§ 72) на малом цилиндре и цилиндрический золотник Трика на большом цилиндре. Машина работает с конденсацией, причем вертикальный мокровоздушный насос расположен ниже машины и приводится от эксцентрика на коренном валу. В отличие от этой конструкции часто насос приводят от крейцкофа при помощи горизонтального балансира, имеющего точку опоры на станине (колонне). Самостоятельной фундаментной плиты (собственно рамы) в данной конструкции нет. Обе стойки машины отлиты заодно с фундаментной плитой и корпусами подшипников. Машина работает непосредственно на электрический генератор. Регулятор (на валу слева) — плоский системы Лентца. Сальники — с набивкой из чугунных колец Лентца (по фиг. 399). Фотография подобной же машины, но с клапанным распределением на обоих цилиндрах представляема на фиг. 445.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абсолютная влажность 389
- Активная зацепка 254, 259
- Астатический регулятор 327
- Атмосферная линия 85
- Баббит 449
- Байonetная рама 482
- Бойлер 402
- Вакуум 357
- Вестингауза машина 103
- Вкладыш 475
- Влажность абсолютная 389
 - относительная 389
- Внешняя перекрыша 124
- Внутренний выпуск пара 146
- Внутренняя перекрыша 124
- Выпуск пара 63
- Вредные поверхности 9, 194
- Вредное пространство 9, 39, 64
- Вторичное испарение 28
- Горизонтальная машина 9
- Градирия 393
- График давления 13
- Груздбукса 448
- Движение золотника 127
- Диаграмма действительная 43
 - индикаторная 12
 - кривошипная 122
 - Мюллера 132
 - тенгенциальных усилий 314
 - теоретическая 21, 43
 - Цейнера 129
 - эллиптическая 139
- Диаметр цилиндра 74
- Диффузор 369
- Золотниковое зеркало 121
- Золотниковые машины 11
- Золотник Вейсса 153
 - Гохвальда 156
 - коробчатый 127
 - основной 185
 - Пенна 154
 - Трика 147
- Идеальный процесс 17
 - цикла 16
- Индикатор 13, 81
- Индикаторная диаграмма 12
- Индикаторный к. п. д. 46
- Индикаторная мощность 33
- Искажение диаграммы 85
- Матаракты 334
- Качественное регулирование 55
- Кизельгур 26
- Классан 209
- Клапанные машины 11
- Клапаны поршневые 232
- Количественное регулирование 161
- Кольца поршневые 159
- Компаунд-машина 11
- Конечное давление 43
- Контристок 8
- Коробчатый золотник 127
- Коэффициент полноты 77, 117
 - теплопередачи 33, 367
- Краповые машины 11
- К. п. д. индикаторный 46
 - относительный 45, 50
 - экономический 47
 - эффективный 47

Кратность охлаждения 331
 Крейцшюф 8
 Кривая першин 162
 — ена инерции 310
 — тангенциальных усилий 307
 — Толле 336
 Кривошипная диаграмма 122
 Линия впуска 54
 Лубрикатор 497
 Максимальное наполнение 176
 Машина многократного расширения 10,
 32, 99
 — для насыщенного пара 10
 — для перегретого пара 10
 — простого действия 9
 — простого расширения 10
 — прямоточная 10
 — Штумпа 10
 Машина Хунгера 30
 Мертвое положение 9
 Метод Гроссмана 10
 — Шюле 89
 Минимальное наполнение 176
 Модуль сдвига пружины 279
 Наполнение 176
 Начальная конденсация 28
 Начальный прогиб 280
 Негель 36
 Образцовый цикл 21
 Объемный к. п. д. 382
 Объем ресивера 102
 Окружность Цейнера 128
 Осевой регулятор 162, 5
 Основной золотник 165
 Относительная влажность 389
 Относительный к. п. д. 45, 50
 Относительный коэффициент 24
 Падение клапана 279
 Поля кривошипа 476
 Паровая рубашка 30
 Перебег золотника 133
 Перегрев 33
 Перекрышка 124
 Переставляющаяся сила 331
 Плоский регулятор 162
 Подвижные машины 14

Полное сжатие 40
 Полость цилиндра 8
 Полный расход пара 80
 Поршневые клапаны 282
 Построение гиперболы 58
 Потери 25
 Предварения впуска 12, 66
 — выпуска 12, 62
 Принцип лабиринта 452
 — противотока 360
 — прямоточности 35
 Продолжительность сжатия 65
 Промежуточный пружинящий клапан 209
 Прямоточная машина 10
 Псевдостатический регулятор 327
 Работа 7
 — на атмосферу 10
 — на конденсатор 10
 — перестановки распределения 345
 — с противодавлением 10
 Равнобокая гипербола 58
 Развертка золотника 130
 Распределение Корлисса 291
 — тепла 400
 Распределительный вал 262
 Распылитель 387
 Расход пара 79
 Расцепное распределение 112
 Расширительный золотник 116
 Регулятор 9, 162
 — астатический 327
 — Прелля 354
 — работы 328
 — скорости 324
 — статический 327
 Ресивер 11
 Равкиннизирование 116
 Сечение окон 294
 Сжатие пара 79
 Сила инерции 277, 305
 Сервомотор Зульцера 412
 Скорость 276
 — подъема клапана 277
 — поршня 74, 178
 — угловая 276, 308
 Совокупная диаграмма 97
 Способ Брауера 60
 — Слуцкого 61

Среднее индикаторное давление 73
— направление тяги 218
Статический регулятор 327
Стационарная машина 14
Степень заполнения 13, 55
— неравномерности 315
— нечувствительности 328
— сжатия 13, 42
— промежуточного отбора 415
Сторона крышки 8
— кривошипа 8

Тандем-машина 11
Теоретическая диаграмма 21, 43
Тепловой эквивалент 7
Тода 35
Торможение 27
Точка росы 389

Угловая скорость 276, 308
Угол опережения 125
Устойчивость 317

Фиктивный эксцентриситет 168
Фонарь 440
Формула Гроссмана 119
Характеристика Дарфеля 88
— маховика 315
Ходоуменьшитель 84
Ход поршня 74

Цапфа 481
Цейнера диаграмма 129
— окружность 128
Цили Карно 16
— Мейера 21
— Ренкина 18

Шатунно-кривошипный механизм 8
Ширина какала 143

Эберле 26
Экономический к. п. д. 47
Эксцентрик 134, 490
Эллиптическая диаграмма 189
Энергия регулятора 330
Эффективный к. п. д. 47

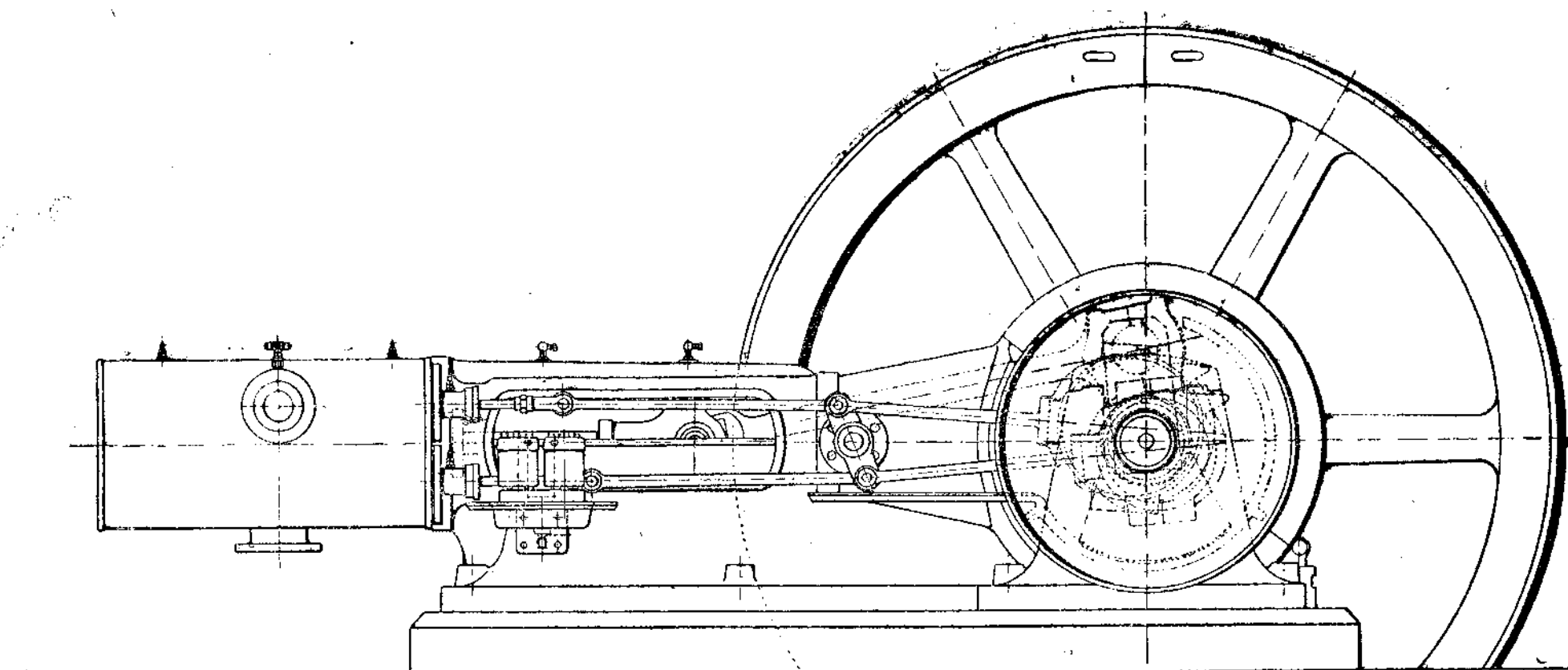


ОУПРАВЛЕНИЕ
ТЕХНИЧЕСКАЯ
РЕДАКЦИЯ
ИМ. ЗИНСКОГО В. М.
№ _____

Редактор Энергоиздата С. М. Лео
Технический редактор С. Н. Визин

Подписано в печать с матрицы 4 мая 1932 г.
Формат бумаги 62 X 94.
Количество печатных листов 317, в 8-м издании.

Энергоиздат М. М.



Горизонтальная одноцилиндровая машина завода „Динглер“
(Dingler'sche Maschinenfabrik A. G. Zweibrücken).

Мощность $N_e = 175 - 230$ л. с.
Диаметр цилиндра $D = 350$ мм.
Ход поршня $S = 600$ мм.
Число оборотов $n = 180$.

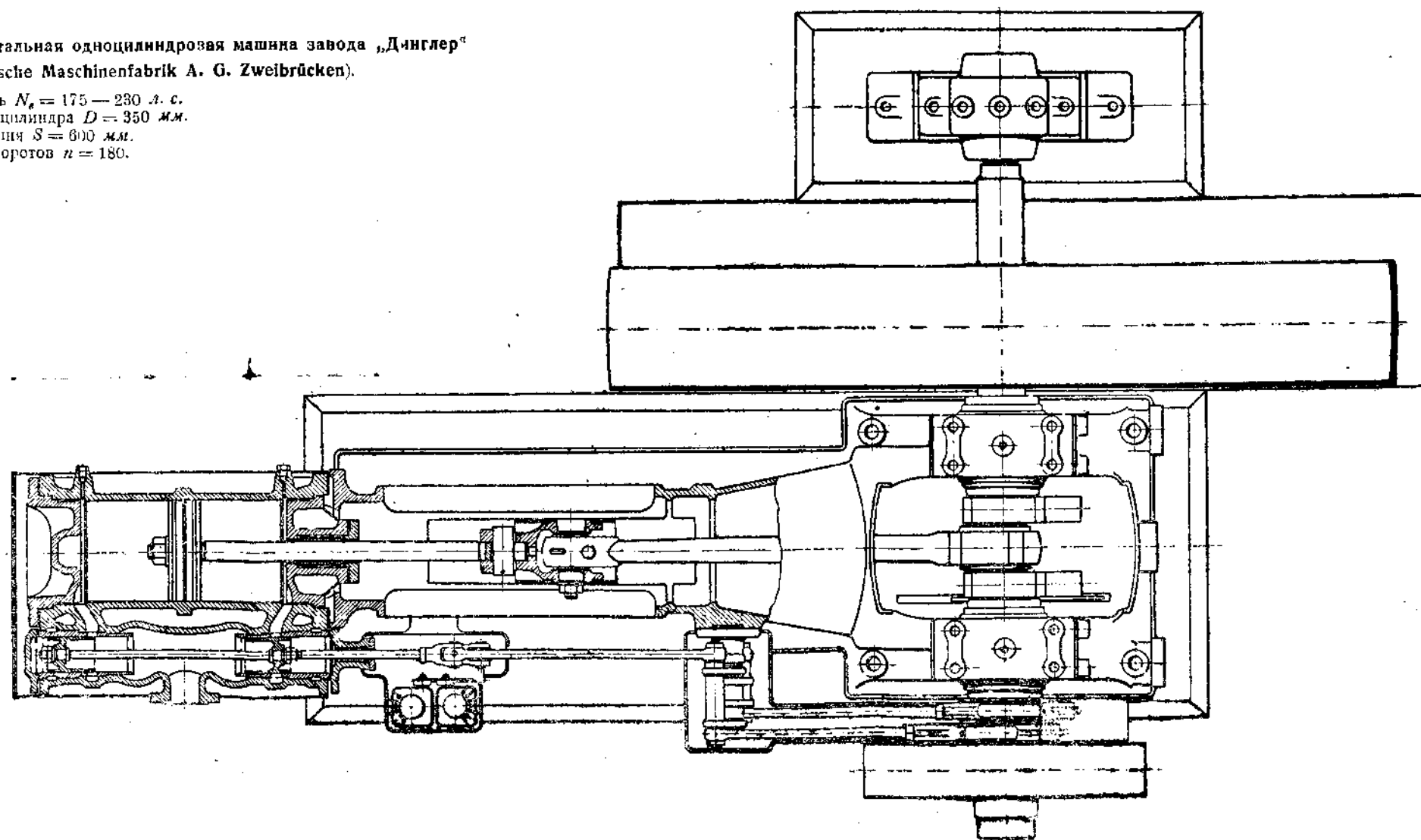
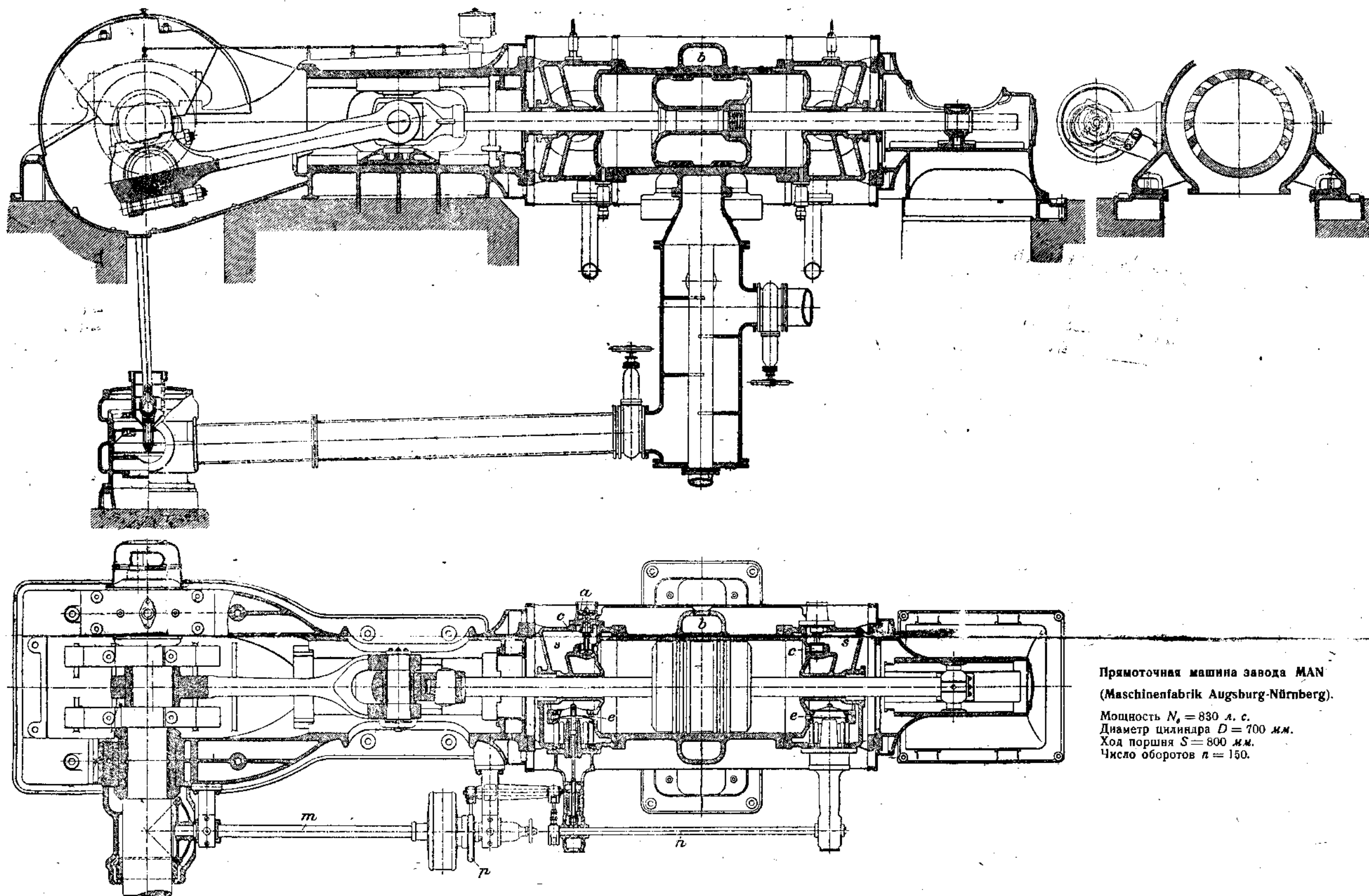


ТАБЛИЦА II.



Прямоточная машина завода MAN
(Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg).

Мощность $N_e = 830$ л. с.
Диаметр цилиндра $D = 700$ мм.
Ход поршня $S = 800$ мм.
Число оборотов $n = 150$.