

1590
Г. С. ЖИРИЦКИЙ

ПРОФЕССОР КИЕВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

3-е ИЗДАНИЕ

ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

3074.

ИЗДАТЕЛЬСТВО ИСПОЛБЮРО К. П. И.

КИЕВ — 1928

ДЕП

№ 1590.

Г. С. ЖИРИЦКИЙ
ПРОФЕССОР КИЕВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

3-Е ИЗДАНИЕ

ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

1/305404

ИЗДАТЕЛЬСТВО ИСПОЛБЮРО К. П. И.
КИЕВ -- 1928

ПРЕДИСЛОВИЕ К III ИЗДАНИЮ.

Успех книги, быстро разошедшейся во II-м издании, по мнению автора, объясняется тем, что в ней затронуты все основные вопросы построения стационарных паровых машин без подробной, однако, разработки деталей, что в значительной мере увеличило бы объем книги.

Исходя из этой мысли, автор, при выпуске III издания, стремился сохранить объем книги тем же, введя дополнения лишь там, где это настоятельно требовалось. Так, добавлен параграф о машинах с односедельными клапанами, приведено описание регулирования машин с противодавлением и с промежуточным отбором пара по новейшей системе Зульцера.

Много внимания уделено графическому и конструктивному материалу. Большое количество фигур (главным образом, диаграмм), исполненных во II издании в слишком малом масштабе, переделано заново. Добавлен ряд конструктивных чертежей, в том числе общих видов машины на таблицах.

Большое количество опечаток, имевшихся во II издании, по возможности исправлено. Внесены изменения и исправления также и в текст книги там, где это вызывалось необходимостью.

3074

ОГЛАВЛЕНИЕ.

ВВЕДЕНИЕ.

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

| | Стр. |
|--|------|
| 1. Понятие о паровой машине и ее общее устройство | 1 |
| 2. Классификация паровых машин | 3 |
| 3. Индикаторная диаграмма | 5 |
| 4. Использование тепла в паровых машинах и области их применения | 7 |

ЧАСТЬ I.

РАБОТА ПАРА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ.

1. Образцовые процессы паровых машин.

| | |
|---------------------------|----|
| 5. Цикл Карно | 9 |
| 6. Цикл Ренкина | 10 |
| 7. Цикл Мейера | 13 |

2. Действительный процесс паровой машины.

| | |
|--|----|
| 8. Потери на пропуски пара и лучеиспускание | 17 |
| 9. Падение давления при выпуске | 18 |
| 10. Начальная конденсация пара | 20 |
| 11. Меры борьбы с начальной конденсацией пара | 22 |
| а) Паровая рубанка | 22 |
| б) Четыре пути для пара | 23 |
| в) Многократное расширение пара | 23 |
| г) Перегрев пара | 23 |
| д) Принцип прямооточности | 25 |
| 12. Расход пара на начальную конденсацию | 29 |
| 13. Вредное пространство и сжатие пара | 29 |
| 14. Коэффициенты полезного действия машины | 33 |
| 15. Пример определения коэффициентов полезного действия машины | 38 |
| 16. Индикаторная диаграмма действительного процесса паровой машины | 40 |
| а) Вредное пространство | 40 |
| б) Линия впуска | 41 |
| в) Расширение | 44 |
| г) Предварение выпуска | 48 |
| д) Выпуск пара | 49 |
| е) Сжатие пара | 49 |
| ж) Предварение впуска | 52 |
| 17. Примеры построения индикаторных диаграмм одноцилиндровых машин | 52 |
| 18. Определение мощности машины по индикаторной диаграмме | 57 |
| 19. Определение расхода пара машиной по индикаторной диаграмме | 61 |

3. Исследование рабочего процесса машины при помощи индикаторной диаграммы.

| | |
|---|----|
| 20. Устройство индикатора и пользование им | 64 |
| 21. Оценка работы машины по индикаторной диаграмме | 67 |
| 22. Исследование индикаторной диаграммы с адиабатическими расширениями и сжатием пара | 71 |

4. Машины многократного расширения.

| | | |
|-----|---|----|
| 23. | Общие сведения | 76 |
| 24. | Преимущества и недостатки машин многократного расширения | 77 |
| 25. | Отношение объемов цилиндров | 79 |
| 26. | Выбор типа машины | 80 |
| 27. | Объемные диаграммы | 81 |
| 28. | Построение индикаторной диаграммы тандем-машины или машины компаунд с кривошипами под углом 180° | 82 |
| 29. | Построение индикаторной диаграммы машины двойного расширения с кривошипами под углом 90° (машина компаунд) | 86 |
| 30. | Построение индикаторной диаграммы машины тройного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 120° | 89 |
| 31. | Ранжирование индикаторных диаграмм | 91 |
| 32. | Мощность машин многократного расширения | 93 |

ЧАСТЬ II.

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВЫХ МАШИН.

1. Золотниковые распределения.

| | | |
|-----|--|-----|
| 33. | Простой коробчатый золотник | 95 |
| 34. | Золотник с перекрышами и углом опережения | 97 |
| 35. | Уравнение движения золотника | 101 |
| 36. | Диаграмма Цейнера | 102 |
| 37. | Диаграмма Мюллера | 105 |
| 38. | Перебег золотника. Отрицательная перекрыша. Эксцентрик | 106 |
| 39. | Построение индикаторной диаграммы по золотниковой | 108 |
| 40. | Построение золотниковой диаграммы по индикаторной и определение размеров золотника | 109 |
| 41. | Эллиптическая диаграмма | 112 |
| 42. | Конструктивное выполнение золотника | 115 |
| 43. | Цилиндрические золотники | 117 |
| 44. | Золотник Трика | 119 |
| 45. | Выравнивание степеней наполнения в полостях цилиндра | 122 |
| 46. | Простые золотники с переменной степенью наполнения | 124 |
| 47. | Парораспределение двойными золотниками | 128 |
| 48. | Кривая закрытия окна | 136 |
| 49. | Определение размеров двойного золотника по заданной индикаторной диаграмме | 137 |
| 50. | Двойной золотник системы Мейера | 142 |
| 51. | Двойной золотник Ридера | 145 |
| 52. | Двойные золотники с переменным эксцентриситетом расширительного эксцентрика | 152 |
| 53. | Золотник Штейна | 157 |

2. Клапанные парораспределения.

| | | |
|-----|--|-----|
| 54. | Расположение, конструкция и расчет клапанов | 160 |
| 55. | Классификация механизмов для привода клапанов. Общая оценка клапанных распределений | 165 |
| 56. | Кулачные шайбы | 166 |
| 57. | Эксцентрикковый механизм с катящимся рычагом | 168 |
| 58. | Качающиеся кулаки | 173 |
| 59. | Принудительные распределения с переменной степенью наполнения. Распределение Видмана | 175 |
| 60. | Парораспределение Лентца | 182 |
| 61. | Принудительные распределения Штумпфа, Штейна и Дарфеля | 189 |
| 62. | Парораспределение Кольмана (новое), как пример расцепного распределения | 191 |
| 63. | Расцепные распределения Зульдера | 194 |
| 64. | Клапанные распределения для вертикальных машин | 198 |
| 65. | Прямоточная машина с парораспределением односедельным клапаном | 200 |
| 66. | Кривые подъема клапанов | 202 |
| 67. | Расчет пружины принудительных распределений | 205 |
| 68. | Расчет пружины для расцепных парораспределений | 212 |
| 69. | Поршневые золотники с механизмами клапанных распределений | 215 |

III

3. Крановые парораспределения.

| | |
|---|-----|
| 70. Краны, их расположение и определение размеров | 219 |
| 71. Золотниковые диаграммы в применении к крановым распределениям | 221 |

4. Распределение выпуска, управляемое поршнем машины.

| | |
|---|-----|
| 72. Конструкции проф. Штумфа | 223 |
| 73. Прямоточные машины с комбинированным распределением выпуска | 226 |

ЧАСТЬ III.

ЗАКОНЫ КРИВОШИПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

1. Кривошипный механизм и расчет маховика.

| | |
|--|-----|
| 74. Кривошипный механизм | 231 |
| 75. Силы инерции | 233 |
| 76. Силы действующие в кривошипном механизме | 234 |
| 77. Расчет маховика | 236 |
| 78. Пример расчета маховика | 243 |

2. Устойчивость паровой машины.

| | |
|--|-----|
| 79. Силы инерции вращающихся и возвратно-движущихся масс | 245 |
| 80. Условия устойчивости горизонтальной машины | 247 |
| 81. Условия устойчивости вертикальной машины | 248 |
| 82. Уравновешивание сил инерции | 249 |

ЧАСТЬ IV.

РЕГУЛИРОВАНИЕ.

| | |
|--|-----|
| 83. Назначение и классификация регуляторов | 251 |
| 84. Условия равновесия регуляторов. Астатические, статические и псевдо-астатические регуляторы | 252 |
| 85. Степень неравномерности и нечувствительности регуляторов | 254 |
| 86. Энергия, перестанавливающая сила и работоспособность регуляторов | 257 |
| 87. Колебания регуляторов | 259 |
| 88. Характеристика регуляторов по кривым центробежной силы | 261 |
| 89. Подбор регулятора | 263 |
| 90. Плоские регуляторы. Основы теории и расчета | 266 |
| 91. Инерционные регуляторы | 270 |

ЧАСТЬ V.

КОНДЕНСАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН.

| | |
|--|-----|
| 92. Общее понятие о конденсационных устройствах | 272 |
| 93. Паровыпускная труба | 273 |
| 94. Классификация конденсаторов. Конденсаторы смешения | 274 |
| 95. Поверхностные конденсаторы | 279 |
| 96. Струйные конденсаторы | 283 |
| 97. Основы расчета насосов, обслуживающих конденсаторы | 284 |
| 98. Конструкции мокровоздушных насосов | 286 |
| 99. Расчет насосов со всасывающими щелями | 288 |
| 100. Поршневые воздушные насосы | 294 |
| 101. Струйные воздушные насосы | 295 |
| 102. Вторичное охлаждение воды | 298 |
| 103. Маслоотделители | 305 |
| 104. Общее расположение конденсационного устройства | 306 |

ЧАСТЬ VI.

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ В УСТАНОВКАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТРАБОТАННОГО ПАРА.

| | |
|--|-----|
| 105. Использование тепла в паровых установках и меры к его повышению | 307 |
| 106. Области применения теплоты отработанного пара | 312 |
| 107. Основные типы машин с использованием отработанного пара | 313 |
| 108. Машины с противодавлением | 314 |
| 109. Машины с промежуточным отбором пара | 321 |

ЧАСТЬ VII.

*КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ
ПАРОВОЙ МАШИНЫ.*

| | | |
|------|--------------------------------------|-----|
| 110. | Паровой цилиндр | 331 |
| 111. | Поршень | 338 |
| 112. | Поршневой шток | 343 |
| 113. | Крейцкопф | 344 |
| 114. | Шатун | 348 |
| 115. | Кривошипный вал | 352 |
| 116. | Коленчатый вал | 356 |
| 117. | Рама и коренные подшипники | 357 |
| 118. | Маховик | 359 |

ЧАСТЬ VIII.

*ПРИМЕРЫ ИСПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ И УСТАНОВОК
ПАРОВЫХ МАШИН.*

| | | |
|------|---|-----|
| 119. | Горизонтальные одноцилиндровые машины | 363 |
| 120. | Вертикальные одноцилиндровые машины | 365 |
| 121. | Горизонтальные машины двойного расширения | 365 |
| 122. | Вертикальные машины компаунд | 366 |

ВВЕДЕНИЕ.

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 1. Понятие о паровой машине и ее общее устройство.

Назначение парового двигателя — производить механическую работу за счет тепловой энергии пара. Один кг. 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 (кг. мт.),

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 пар преобразует свою потенциальную энергию непосредственным давлением на поршень, могущий двигаться в закрытом сосуде, — в механическую работу этого поршня. При этом работа равняется произведению силы давления пара на путь, проходимый 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“.

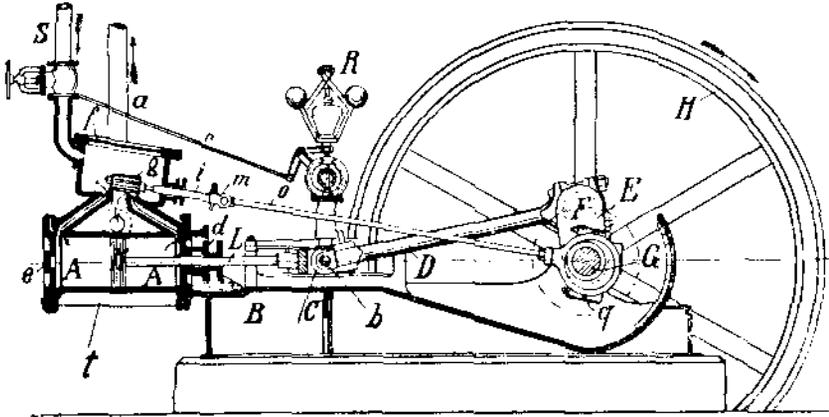
Машины с вращающимся поршнем именуются коловратными. Область применения их совершенно незначительна.

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

Схема простейшей паровой машины представлена на фиг. 1.

В паровом цилиндре A , закрытом с обеих сторон крышками d и e , может перемещаться дискообразное тело — поршень K . Поршень делит цилиндр на две полости: левую и правую, при чем 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, при чем, когда в одну из полостей происходит впуск пара, из другой выпускается отработавший за предыдущий ход пар. Само собою понятно, что обе полости должны быть плотно разединены друг от друга, для чего рабочая (внутренняя)

поверхность цилиндра делается строго цилиндрической, а поршень снабжается пружинящими кольцами, которые плотно прижимаются к поверхности цилиндра.



Фиг. 1.

Под давлением пара поршень совершает прямолинейные перемещения вправо и влево. Эти перемещения при посредстве поршневого штока *L* и шатуна *D* передаются кривошипу *F*, насаженному на коренной вал машины. Благодаря шатунно-кривошипному механизму, прямолинейные движения поршня преобразуются во вращательное движение вала, от которого и заимствуется механическая работа для передачи ее машинам—орудиям.

Поршневой шток *L* наглухо скреплен с поршнем *K* и с кресткопфом *C*. В месте, где шток проходит сквозь крышку цилиндра, устраивается сальник, назначение которого препятствовать утечке пара через зазоры между штоком и стенками крышки. Кресткопф служит с одной стороны шарнирным соединением между штоком и шатуном, с другой стороны он, двигаясь в направляющих-параллелях, передает последним вертикальную силу, возникающую в шарнире *C* механизма. Параллели отчасти воспринимают на себя вес всех возвратно-движущихся частей, разгружая от него стенки парового цилиндра.

В крупных машинах поршень снабжают контр-штоком, проходящим сквозь левую крышку цилиндра. Контр-шток имеет также ползун, скользящий по направляющей плоскости. В этом случае поршень со штоком представляет из себя как бы балку на 2-х опорах—в ползуне и в кресткопфе, и поршень, находясь в цилиндре на весу, в минимальной степени срабатывает поверхность цилиндра.

Шатун соединяется с кресткопфом при помощи кресткопфного пальца *b* и с кривошипом при помощи кривошипного пальца.

Вал машины лежит в коренных подшипниках, число которых не менее 2-х. Подшипники вместе с параллелями обыкновенно образуют одну отливку, называемую рамой машины (*B*). Рама покоится на фундаменте, будучи скреплена с ним фундаментными болтами. Паровой цилиндр в маленьких машинах находится на весу, прикрепляясь к параллелям. 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 ци-

линдра, включая сюда и объем каналов, подводящих и отводящих пар, называется вредным пространством цилиндра, а его поверхности — вредными поверхностями.

Впуск и выпуск пара производится специальным парораспределительным механизмом, приводящимся, 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 из обеих полостей цилиндра. Отработавший пар удаляется по трубе a . Золотник приводится в движение эксцентриком g , при посредстве эксцентриковой тяги o и золотникового штока i .

Для поддержания постоянного 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 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 поддерживает постоянное число оборотов, маховик заставляет держаться 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 движения 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 чаще всего 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), иногда по одному и тому же каналу. В каждой из полостей цилиндра пар следует за движением поршня, и направление течения 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 прямоточная машина, часто называемая машиной Штумпфа. Эта машина характерна тем, что выпуск пара происходит посередине цилиндра в конце хода поршня и, таким образом, пар в каждой полости движется лишь в одном направлении вдоль цилиндра.

Так как для машин не прямоточных нет подходящего краткого термина, в дальнейшем мы будем всегда понимать при наименовании

паровой машины просто — машину с переменным направлением движения пара, в случае же прямоточной 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 особый сосуд, называемый конденсатором, в котором поддерживается давление ниже атмосферного (обычно 0,2—0,3 атм. абс.)

Машина работает с противодавлением, если отработанный пар выпускается с давлением выше атмосферного и используется затем, обычно, для целей нагрева. Величина противодействия может быть довольно значительна, но чаще всего составляет 2—4 атм. абс.

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 (сдвоенными, строенными 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.

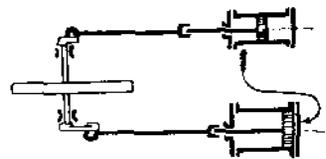
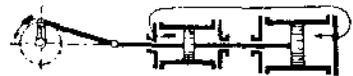
С этим промежуточным давлением тот же (отработавший в малом цилиндре) пар поступает в следующий цилиндр. Если машина двойного расширения, пар в этом цилиндре расширяется до конечного давления выпуска, и цилиндр именуется цилиндром низкого давления или большим цилиндром. В машинах тройного расширения пар из малого цилиндра поступает сначала в средний (цилиндр среднего давления), а от туда 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 тандэм, оба поршня насажены на один шток и работают на общий кривошип.

Машины тройного расширения строятся по типам компаунд, тандэм или по смешанному типу тандэм — компаунд.

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

Фиг. 2.



Фиг. 3.

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 меньшее, 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.

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 компануд. 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, открывающиеся под влиянием изменения 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).

§ 3. Индикаторная диаграмма.

Паровая машина нормального типа работает следующим образом.

При левом мертвом положении поршня (см. фиг. 1) начинается впуск острого пара в левую полость цилиндра. Под давлением пара поршень двигается 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, впущенный в цилиндр, расширяется. В правом мертвом положении левая полость цилиндра сообщается с пространством выпуска (атмосфера, конденсатор), и при движении поршня влево пар выталкивается из цилиндра. Выпуск пара, также, 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.

Для лучшего выравнивания давлений при начале впуска и начале выпуска, моменты эти в действительности не совпадают с мертвыми положениями 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 $p\tau$ (давление—объем). Диаграмма изображает изменение давления пара в функции объема цилиндра и называется индикаторной диаграммой.

Образец индикаторной диаграммы (для левой полости цилиндра) представлен на фиг. 4, при чем для ясности под диаграммой начерчена схема парового цилиндра.

§ 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_2 — теплосодержание отработанного пара в случае адиабатического расширения его в машине. Так как отработанный 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) составляют 10—12%. В хороших современных машинах коэффициент полезного действия доходит до 17%. При самых благоприятных условиях и с применением пара очень высоких давлений коэффициент полезного действия паровых машин может дойти до 20—23%. 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 топке локомобиля любых сортов топлива. Современные паровозные машины всегда работают перегретым паром на атмосферу и строятся или простого расширения сдвоенными, строенными или счетверенными, или по типу компаунд. Парораспределение обычно золотниковое.

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

Локомобильные машины выполняются или одноцилиндровыми или двухкратного расширения (гандем или компаунд). Стационарные локомобили обычно имеют пароперегреватель. Машина работает на конденсацию. Парораспределение золотниковое или клапанное.

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

Особенно выгодно применение паровых машин при совместном использовании тепла и для целей нагрева. Общий коэффициент полезного действия 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 противодействием и с промежуточным отбором пара) будет наиболее жизненным.

Для обычных стационарных машин в настоящее время наибольшее распространение получила 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 60 атм. абс., и нет никаких препятствий к осуществлению машины и для более высокого давления). Конденсационная установка — непременная 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 по-прежнему необходимо со всей тщательностью, которую может требовать широко распространенный двигатель.

20-10-12

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, и потому такой цикл правильно было бы называть практически — идеальным циклом.

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

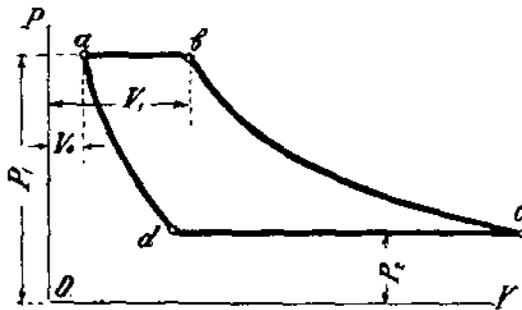
1) коэффициент полезного действия цикла должен быть достаточно высок;

2) цикл 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 разнородные машины.

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

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.



Фиг. 5.

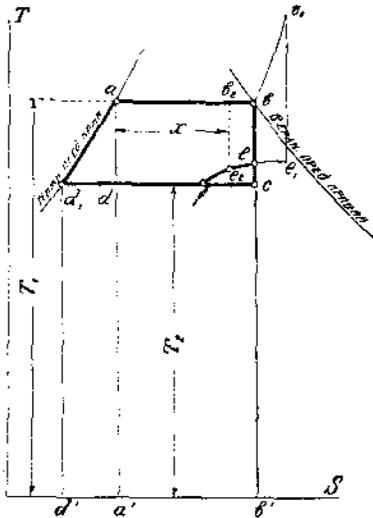
1) Испарение воды температурой t_1 , находящейся под давлением p_1 и занимающей объем V_0 ; обращение ее в пар той же температуры (t_1) и соответствующего ей того же давления (p_1).

Процесс происходит при постоянной температуре и на диаграмме в координатах $p-v$ 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) Выпуск пара в сосуд (конденсатор) с постоянным давлением p_2 и температурой t_2 — или изотермическое сжатие пара, 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 .



Фиг. 6.

Практическое осуществление процесса может происходить следующим образом. Испарение воды совершается в паровом котле и линия ab на диаграмме указывает объем пара, впущенного 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_1 , 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 рабочим объемом, почти равным объему парового цилиндра. Термодинамическая польза такого компрессора была бы сведена на нет ухудшением механического коэффициента полезного действия всей установки, а потому цикл Карно практически нецелесообразен.

Независимо от этого цикл Карно неприменим для машин, работающих перегретым паром, так как начальное состояние пара должно совпадать с состоянием в конце адиабатического сжатия.

Коэффициент полезного действия цикла Карно легко определить, построив его в координатах TS (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.):

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abcd}{\text{пл. } abb'a'} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \dots \dots \dots (1)$$

Если, например, абсолютная температура пара в котле $T_1 = 484^\circ$

($p_1 = 20$ атм. абс.), а в конденсаторе $T_2 = 333^\circ$

($p_2 = 0,2$ атм. абс.), то

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

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

§ 6. Цикл Рэнкина.¹⁾

Этот цикл принят за образцовый Английским Обществом Инженеров и приближается к действительному процессу в машине, если не

¹⁾ Вернее Кляузиус — Рэнкина.

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.

Правила 3 и 4 не всегда соблюдаются, и часто принимают за давление впуска 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 линию 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, при чем 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 (пл. $abcd_1$ больше пл. $abcd$), но коэффициент полезного действия 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.

Величину коэффициента η_1 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 .

$$\eta_1 = \frac{\text{пл. } abcd_1}{\text{пл. } abh'a'd_1} < \frac{\text{пл. } abcd}{\text{пл. } abh'a'}$$

Тогда $AL_0 = i_1 - i_2$.

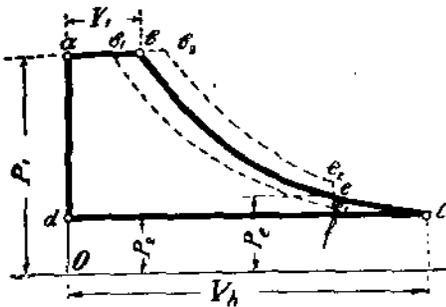
Тогда $AL_0 = i_1 - i_2$.

где q_2 — теплота питательной воды, в данном случае соответствующая температуре t_2 в конденсаторе.

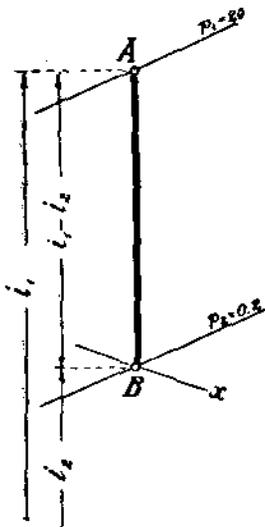
$$\eta_{11} = \frac{AL_0}{i_1 - q_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2} \dots \dots \dots (2)$$

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 ($p_1 = 20$ атм. абс., $p_2 = 0,2$ атм. абс.), найдем для цикла Рэнкина:

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 ($p_1 = 20$ атм. абс., $p_2 = 0,2$ атм. абс.), найдем для цикла Рэнкина:



Фиг. 7.

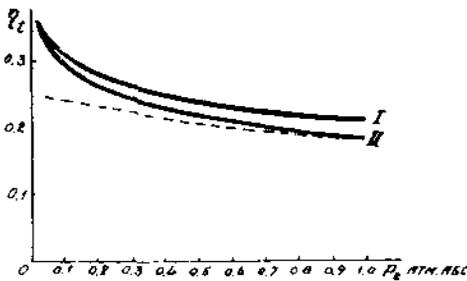


Фиг. 8.

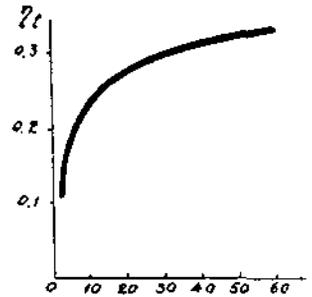
$$\begin{aligned}
 i_1 &= 666 \text{ кал./кг. } ^1) \\
 i_2 &= 497 \text{ " " } \\
 q_2 &= 60 \text{ " " } \\
 \eta &= \frac{666-497}{666-60} = 0,279
 \end{aligned}$$

Для того, чтобы выяснить, каким образом влияет вакуум в конденсаторе на термический к. п. д., построим кривую зависимости η_t от p_2 . Это построение выполнено на фиг. 9 для двух случаев. Кривая I построена в точности по формуле (2), понимая под q_2 теплоту жидкости при температуре t_2 . Кривая II дает ту же зависимость, но в предположении, что q_2 есть величина постоянная для любого вакуума и представляет собою теплоту питательной воды, не зависящую от температуры и давления в конденсаторе (случай, наиболее часто встречающийся на практике). При построении кривой II принято $q_2 = 30$ кал./кг., соответственно температуре питательной воды 30° . Что касается p_1 , то для обеих кривых оно взято 20 атм. абс.

В обоих случаях, конечно η_t возрастает с увеличением вакуума, при чем теоретическая выгода высокого вакуума особенно значительна во втором случае.



Фиг. 9.



Фиг. 10.

Повышение давления при впуске особенно благоприятно отзывается на η_t при не очень больших давлениях. При работе на конденсацию применение давлений насыщенного пара свыше 60-70 атм. не оправдывается. С повышением противодавления выгода высокого начального давления увеличивается. Зависимость η_t от начального давления пара представлена на фиг. 10. Пар взят сухой насыщенный. Давление p_2 для всех случаев 0,2 атм. абс.

Теоретические выгоды от применения перегретого пара показаны на фиг. 11. Здесь построены кривые для η_t в функции t_1 при $p_2 = 0,2$ атм. абс. для двух случаев: I — $p_1 = 20$ атм. абс., II — $p_1 = 60$ атм. абс.

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

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

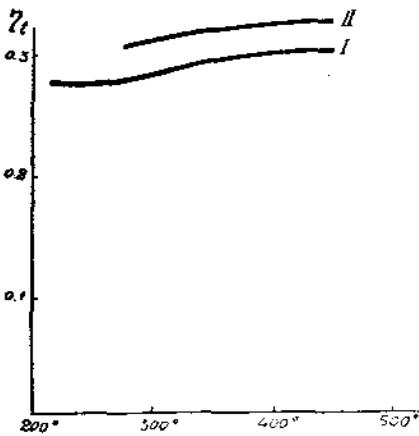
Для выяснения максимальных величин коэффициента полезного действия цикла Рэнкина укажем еще следующие данные: для $p_1 = 100$ атм. абс., $t_1 = 500^\circ$, $p_2 = 0,2$ атм. абс.

¹⁾ Величины теплосодержаний взяты по $i-s$ диаграмме, приложенной к „Tabellen und Diagramme für Wasserdampf“ von O. Knoblauch. 1923.

$$(i_1 = 808 \text{ кал./кг.}; i_1 - i_2 = 288; q_2 = 60 \text{ кал. кг.}); ^1) \\ \tau_{it} = 0,385$$

Для тех же значений p_1 и t_1 , а $p_2 = 0,05$ атм. абс.
 $(i_1 - i_2 = 327 \text{ кал./кг.}); \\ \tau_{it} = 0,435$

Цикл Рэнкина, как образцовый процесс имеет следующие недостатки:



Фиг. 11.

получается чрезмерно большим. При окончании расширения в точке *e* рабочий объем цилиндра значительно сокращается за счет потери лишь небольшой площадки *ecf* диаграммы (см. 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 таковым проф. Мейер намечает цикл, изображаемый диаграммой *abcfd* на фиг. 7.

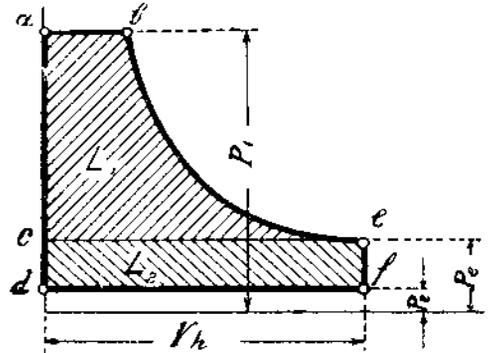
Пригодность процесса Мейера в качестве образцового (практически — идеального) подтверждена Союзом Германских Инженеров и зафиксирована в „Нормах для испытания паровых машин“. При этом в образцовой диаграмме берется та же степень расширения $\frac{V_h}{V_1}$, что и в действительной машине, но процесс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

¹⁾ Величины теплосодержаний определены по „Таблицам и диаграммам для водяного пара“ А. Радцига, 1923 г.

В координатах TS цикл Мейера изображается диаграммой $abcf\bar{d}_1$ (фиг. 6). По сравнению с циклом Рэнкина имеется потеря тепла, выражаемая площадкой ecf , ограниченной сверху изоплерой ef .

Если пар влажный со степенью сухости x , то расширение пара изображается адиабатой b_2c_2 . В случае работы перегретым паром, состояние пара при впуске представится кривой abb_1 , а вся диаграмма будет измеряться площадью $abb_1c_1fl_1$. Кривые расширения влажного и перегретого пара изображены на фиг. 7 в виде адиабат b_1c_1 и b_2c_2 .

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



Фиг. 12.

Площадь $abec$ представляет собою работу адиабатического расширения пара от давления p_1 до давления p_e с соответственным падением тепло содержания от i_1 до i_e .

Поэтому для 1 кг. расширяющегося пара

$$L_1 = \frac{i_1 - i_e}{A}$$

Если v_e удельный объем пара в точке e , то

$$L_2 = (p_e - p_2) v_e.$$

Удельный объем пара в конце расширения

$$v_e = x (v_e)_s$$

где x — степень сухости находится по $i-s$ диаграмме для точки e , $(v_e)_s$ — удельный объем сухого насыщенного пара находится по таблицам для давления p_e .

Если в точке e пар еще перегрет, то

$$v_e = \frac{0,00471 T_e}{p_e} = 0,016 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг}}$$

T_e — абсолютная температура; p_e — в кг./см.²

Вся работа процесса в кг. мт.

$$L_0 = L_1 + L_2 = 427 (i_1 - i_e) + 10000 (p_e - p_2) \cdot v_e \dots \dots \dots (3)$$

Термический коэффициент полезного действия

$$\eta_{th} = \frac{AL_0}{i_1 - i_2} = \frac{i_1 - i_e}{i_1 - i_2} \cdot \frac{10000 (p_e - p_2) v_e}{427 (i_1 - i_2)} \dots \dots \dots (4)$$

Пример. Определить коэффициент полезного действия цикла Мейера для машины, работающей при следующих данных.

- $p_1 = 20$ атм. абс. (пар насыщенный)
- $p_2 = 0,2$ „ „
- $p_e = 1,2$ „ „

По диаграмме $i-s$ находим:

$$i_1 = 666 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$$

$$i_e = 553 \quad "$$

По таблицам для пара:

$$q_2 = 60 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$$

Удельный объем сухого насыщенного пара при давлении $p_e = 1,2$ атм. абс. (по таблицам)

$$(v_e)_s = 1,45 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$$

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

$$x = 0,835$$

Удельный объем пара в конце расширения

$$v_e = x(v_e)_s = 0,835 \cdot 1,45 = 1,21 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$$

Коэффициент полезного действия цикла

$$\eta_t = \frac{666 - 553}{666 - 60} + \frac{10000 (1,2 - 0,2) \cdot 1,21}{427 (666 - 60)}$$

$$\eta_t = 0,186 + 0,047 = 0,233$$

(сравнить с коэффициентом $\eta_t = 0,279$ цикла Рэнкина, вычисленного в предыдущем параграфе при тех же данных).

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

На фиг. 9 пунктирной кривой показано изменение термического к. п. д. для цикла Мейера при тех же условиях, которые взяты для кривой II цикла Рэнкина и в предположении, что $p_e = p_2 = 1$.

Характерным является отсутствие резкого увеличения к. п. д. при высоких вакуумах, что легко объясняется незначительным приращением площади $T-s$ диаграммы при понижении линии выпуска. В процессе Рэнкина это приращение больше, благодаря полному расширению пара.

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.

¹⁾ См. Z. d. V. d. J. 1906 г. и „Technische Blätter“ 1916 г.

Хейльманн предлагает принять за образцовый процесс такой же, как у Мейера, но с тем, чтобы давление в конце расширения p_e в теоретической диаграмме было бы таким же, как 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.

2. Действительный процесс паровой машины.

§ 8. Потери на пропуски пара и лучеиспускание.

Не все количество пара, вдуценное 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. Наибольшему 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 при впуске пара. 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, т. к., благодаря изменению температуры и неодинаковости расширения 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 пропуски пара в одноцилиндровых машинах формулой:

$$D_1''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_1 c_m}} + \frac{1}{2 c_m} \dots \dots \dots (5)$$

где обозначают:

D_1''' — количество пара в кг/час, расходуемого через неплотности, отнесенное к одной индикаторной лошадиной силе машины (определение индикаторной мощности см. в § 14);

N_1 — индикаторная мощность машины в лош. силах.

c_m — средняя скорость поршня в м/сек.

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

В машинах двукратного расширения потери на пропуски 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_1''' составляет 0,75 приведенного для машин насыщенного пара значения.

Благодаря теплопроводности стенок цилиндра, возникает потеря на лучеиспускание. С этой потерей успешно борются обшивкой цилиндра материалами, дурнопроводящими тепло. К таким относятся азбест, войлок, инфузорная земля (кизельгур), воздушные прослойки. (обычно цилиндр обмазывается азбестовой массой, обертывается войлоком и на некотором расстоянии от последнего обшивается глянцевым квороненым) 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

$$\Delta p = \frac{10,55}{10^8} \cdot \frac{l}{d^5} w^2 \dots \dots \dots (6)$$

где Δp — падение давления пара в $\frac{\text{кг.}}{\text{см}^2}$

l — длина паропровода в мт.

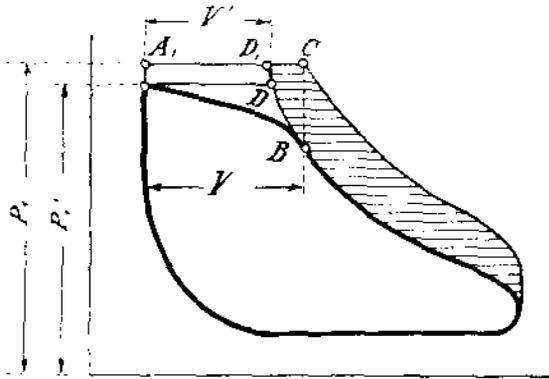
d — диаметр его в мт.

γ — удельный вес пара в $\frac{\text{кг.}}{\text{кб. мт.}}$

w — скорость протекания пара в $\frac{\text{мт.}}{\text{сек.}}$

При наличии вентилей в паропроводе, длину l последнего следует увеличить на 16,4 мт. на каждый вентиль, т. к. по опытам Эберле потеря давления в вентиле с проходным отверстием, равным сечению паропровода, равна потере в прямой трубе длиной 16,4 мт.

Из формулы (6) следует, что падение давления в большей 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. 13).



Фиг. 13.

Обычно в установках с не очень длинным паропроводом, падение давления $p_1 - p'_1$ составляет до 0,25 кг/см², но может дойти и до 1 кг/см² при паропроводах значительной длины.

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

Пределом скорости пара, при которой начинается практически заметное тормажение, следует считать:

$$w_{\max} = 70 \text{ мт./сек. для насыщенного пара,}$$

$$w_{\max} = 100 \text{ перегретого пара.}$$

При тормажении пара теплосодержание его остается без изменения; поэтому, пар высушивается или перегревается. Однако, работоспособность пара при этом уменьшается, что ясно из рассмотрения процесса тормажения на $i - s$ диаграмме (фиг. 14). Сухой насыщенный пар, адиабатически расширившийся от $p_1 = 12 \text{ атм. абс.}$ до $p_2 = 0,2 \text{ атм. абс.}$ имел располагаемое падение теплосодержания (измеряемое отрезком AB)

$$i_1 - i_2 = 152 \text{ кал. кг.}$$

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

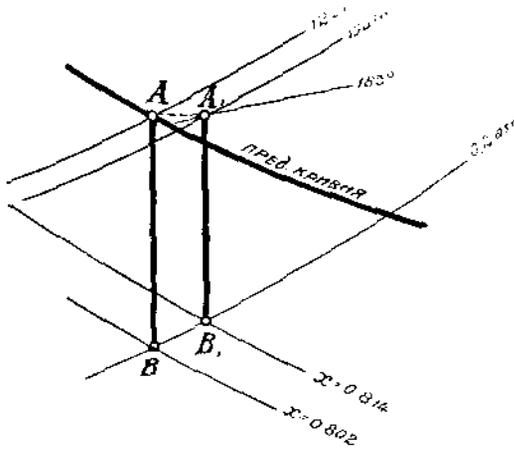
$$i_1 - i_2 = 148 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$$

Температура острого пара повысилась до 183°, т. е. пар оказался перегретым на 4°, в отработанном 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 тормажения меньше, чем это следует из вышеприведенного расчета.

Дросселирование в парораспределительном органе, также как и падение давления в паропроводе, сказывается на индикаторной диаграмме наклонным характером линии впуска и закругленным ее переходом в

линию расширения (см. фиг. 13). Последнее объясняется особенно значительным торможением в конце впуска, когда для прохода пара остается лишь узкая щель.



Фиг. 14.

в результате увеличения количества пара (вес пара в точке *C* больше, чем в точке *B*).

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 исходят при построении диаграммы. Если бы падение давления при впуске не имело место, то момент отсечки произошел бы в точке *C* и площадь диаграммы увеличилась.

Однако, заштрихованная площадка не представляет собою выигрыша, т. к. она получилась

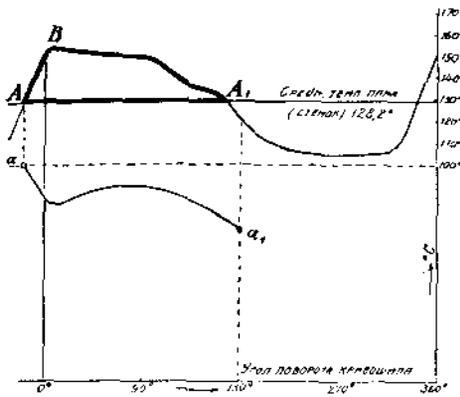
§ 10. Начальная конденсация пара.

Внутренняя поверхность стенок парового цилиндра имеет приблизительно ту же температуру, что и пар, с ней соприкасающийся. За период выпуска стенки принимают температуру отработанного пара. К началу впуска температура стенок несколько повышается, благодаря сжатию пара, но остается все же ниже температуры острого пара.

Поэтому, пар, вступая в цилиндр и приняв в соприкосновение с холодными (относительно холодными, конечно) стенками, частично конденсируется, и осаждается на них в виде росы. 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, 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, однако, не приносит, так как оно происходит при низкой температуре в конце расширения, и полученный пар не только бесполезно уносится вместе с отработанным, но при этом еще повышает давление выпуска, уменьшая площадь индикаторной диаграммы.

Из изложенного ясно, что начальная конденсация пара представляет существенную потерю в машине, и к изучению этого явления следует отнестись самым внимательным образом.



Фиг. 15.

На фиг. 15 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 из себя одновременно среднюю температуру стенок цилиндра (по внутренней поверхности). В приведенном примере ¹⁾ она составляет 128,2°. На протяжении участка AA_1 темпе-

ратура пара выше средней температуры стенок и площадь ABA_1 может быть названа „полем начальной конденсации“.

Примем нижеследующие обозначения:

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

t'_{cp} — средняя температура стенок (128,2°),

ε — 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 кв. мт.),

k — коэффициент теплопередачи между паром и стенками, т. е. количество тепла, передаваемое паром 1 кв. мт. стенки при разности температур в 1° C в течение 1 секунды,

r — теплота испарения,

G_x — количество сконденсировавшегося пара на участке AA_1 (в кг.).

Между указанными величинами существует, очевидно, такая зависимость

$$G_x r = k (t_{cp} - t'_{cp}) \varepsilon F_{cp},$$

откуда можно определить расход пара на начальную конденсацию за 1 ход машины:

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

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

$$k = 3,6$$

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 она 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.

¹⁾ Заимствован из Dubble'a: *Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen*. 6 Aufl.

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 каковым 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;

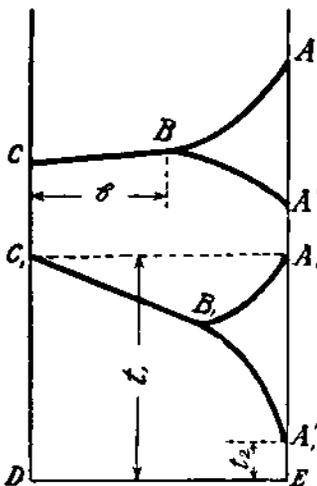
5) с увеличением плотности пара, так как при этом улучшается теплообмен, что сказывается в увеличении коэффициента теплопередачи k .

§ 11. Меры борьбы с начальной конденсацией пара.

а) Паровая рубашка.

Для поддержания постоянно высокой температуры стенок цилиндра, последний окружают кольцевой полостью, в которую впускается острый 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.



Фиг. 16

Теорией 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. 16, где DE представляет толщину стенки (E — на внутренней поверхности). Верхние кривые изображают изменение температуры в стенках машины без рубашки. Кривая ABC относится к моменту наполнения, $A'BC$ — к началу выпуска. Начиная с точки B , на ширине b температура стенки остается постоянной, несколько понижающейся к наружной стороне, благодаря лучеиспусканию. В нижних кривых, относящихся к машине с паровой рубашкой, точки A_1 и C_1 находятся на одной высоте, кривая B_1C_1 повышается 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. Вторичное испарение пара при наличии рубашки заканчивается раньше и, вообще, потеря от начальной конденсации уменьшается.

Необходимо, однако, иметь в виду, что на отопление рубашки приходится затрачивать известное количество пара, конденсирующегося в рубашке. Учитывая это обстоятельство, приходится прийти к заключению, что польза от применения паровой рубашки невелика вообще, а для

машин быстроходных, машин многократного расширения и в особенности для машин, работающих перегретым паром (эти машины имеют незначительную потерю от начальной конденсации) — паровая рубашка совершенно бесполезна.

Это заключение не следует, однако, распространять на обогрев крышек цилиндра, который почти всегда связан с уменьшением расхода пара

б) 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 происходит особенно значительная конденсация пара. Несколько более удовлетворительные результаты дает конструкция с двумя путями для пара в каждой полости (четыре пути в цилиндре), применяемая в клапанных и крановых распределениях. В этом случае для впуска и выпуска пара имеются отдельные каналы, при чем 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.

в) Многократное расширение пара.

Машины с многократным расширением пара имеют значительно 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) вторичное испарение в ц.в.д. может быть использовано в следующих цилиндрах, а не является безрезультатным, как в одноцилиндровой машине (вернее, в машине простого расширения);

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 в 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.

г) 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 таблицу ¹⁾ термических коэффициентов полезного действия процесса Мейера, вычисленных для разных давлений впуска, для давления выпуска $p_2 = 0,1$ атм. абс. и для давления в конце расширения $p_3 = 0,7$ атм. абс.

¹⁾ См. Schüle. Technische Thermodynamik. I. Band.

| Давление впуска $p_1 =$ | 3 | 6 | 8 | 10 | 13 | 16 | 20 атм. абс. |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------------|
| Для насыщ. пара $\eta_t =$ | 0,142 | 0,179 | 0,190 | 0,203 | 0,216 | 0,226 | 0,238 |
| Для перегретого (350°) пара $\eta_t =$ | 0,171 | 0,198 | 0,210 | 0,221 | 0,232 | 0,239 | 0,252 |
| Разность $\eta_t - \eta_t =$ | 0,029 | 0,019 | 0,020 | 0,018 | 0,016 | 0,013 | 0,014 |
| Выигрыш в % $\frac{\eta_t - \eta_t}{\eta_t} =$ | 20,4 | 10,5 | 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 увеличивается не только коэффициент полезного действия 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. В то время, как насыщенный пар частично конденсируется, совершенно теряя работоспособность, перегретый пар сохраняет свое располагаемое падение тепла в гораздо большем размере. Даже одинаковые абсолютные потери тепла в случае перегретого пара, обладающего большей работоспособностью, относительно оказываются меньшими, чем при насыщенном паре. Одинаковые потери тепла, однако, никогда не имеют места, благодаря дурной теплопроводности перегретого пара, сводящего до минимума отдачу тепла стенкам цилиндра.

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 2000—6000 (калорий в 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 (коэфф. теплопередачи в 100—300 раз меньше), а, следовательно, и начальная конденсация сводится на нет.

Опыты Дэрфеля показали, что при возрастании перегрева с 25,5° до 142,5° количество тепла, отданное во время наполнения стенкам цилиндра, уменьшилось с 2106,5 кал./кг. до 480,6 кал./кг. Исследования Зеemanна 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 совершен-

но сконструированных машин с конденсацией, применение перегретого пара дает меньший выигрыш, чем для простых одноцилиндровых машин, работавших на атмосферу.

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

| | | |
|---|---|------------------------|
| в одноцилиндровых машинах на атмосферу | — | $8^{\circ}/_{\circ}$ |
| » » » » конденсацию | — | $7^{\circ}/_{\circ}$ |
| » машина двойного расширения с конденс. | — | $6,5^{\circ}/_{\circ}$ |
| » » тройного » » » | — | $6^{\circ}/_{\circ}$. |

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

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. Теоретически промежуточный перегрев не дает почти никакого выигрыша, так как затрачиваемое на промежуточный перегрев тепло могло бы быть с большей пользой отдано острому пару. 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 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. машины отброшен¹⁾.

д) Принцип прямоотчности.

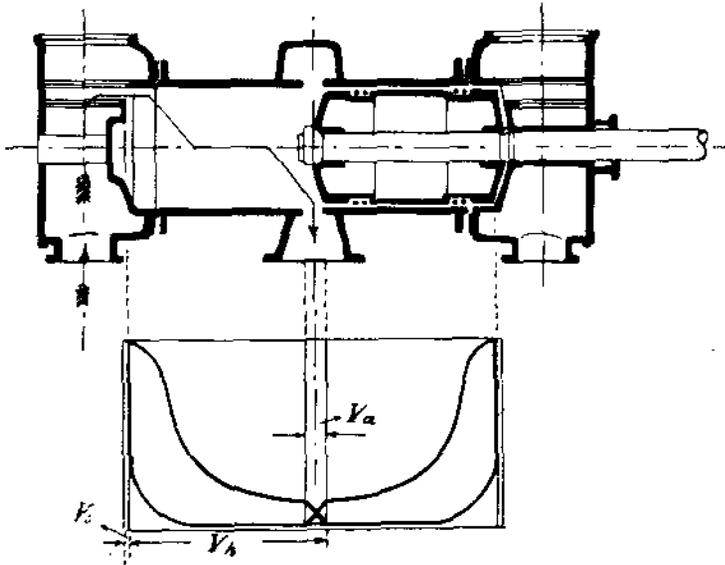
В § 2 было дано уже понятие о прямоотчных машинах. Остановимся на них теперь несколько подробнее.

Принцип прямоотчности был предложен еще в 1886 году англичанином Тоддом. Однако, по справедливости, творцом прямоотчных 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. Гостройка прямоотчных 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.

¹⁾ По всем данным, однако, промежуточный перегрев является вполне целесообразным для машин с очень высоким давлением пара (свыше 30 атм.).

Схема машины представлена на фиг. 17. Пар поступает в машину снизу, обогревая по пути к впускному клапану внутреннюю поверхность крышки цилиндра. Степень наполнения в машинах Штумпфа обычно невелика: 7—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.



Фиг. 17.

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 коих 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 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 прямоточных машинах меньше, чем в одноцилиндровых машинах обычной конструкции и достигает цифр расхода пара хорошими 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 отработанного пара.

Опыты проф. Нэгеля, производившего измерения температуры пара стенок в крышке и цилиндре прямоточной машины, отчасти подтверждают предположения Штумпфа. При работе насыщенным паром давлением 10 атм температура пара возле крышки в конце сжатия получалась 500° С. 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, поэтому, что высокая температура конца сжатия обуславливается, главным образом, обогревом крышки и значительной степенью сжатия, а не принципом прямоточности, как таковым.

Опыты Нэгеля 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.

Применение обогрева крышки в прямоточных машинах весьма 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 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 острого, или от сжатого пара.

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

Если же в машине Штумпфа начальная конденсация действительно незначительна, то этому она обязана, главным образом, обогреву крышки, высокому (даже бесполезно высокому) сжатию, малому вредному пространству и особенно малым вредным поверхностям, и, наконец, лишь в небольшой степени принципу прямоточности, как таковому.

В высказанном заключении нас утверждают еще следующие обстоятельства:

1) для прямоточной машины вполне благоприятно применение перегретого пара и при том 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 ру-

¹⁾ В паровозных машинах Штумпфа порывистость выхлопа создает чрезмерное разрежение в топке, благодаря чему мелкое топливо выносится в дымовую трубу.

башка 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 начальная конденсация совершенно исчезает, — и паровая рубашка никакой пользы не приносит.

Лучшим доказательством высказанных положений являются опыты, произведенные проф. Грасманом над двумя совершенно идентичными машинами, из которых одна была прямоточной, а другая обычного типа — 4-х клапанная ¹⁾.

Проф. Грасманом 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 посередине. Выпускные клапана 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 клапана 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 ($p_1 \approx 13$ атм. абс., $t_1 \approx 380^\circ C.$) дали следующие результаты:

а) 4-х клапанная машина с высоким сжатием, как в прямоточной машине: расход тепла на 1 индик. сило-час 3855 кал./кг.;

б) прямоточная машина с наглухо привинченными выпускными клапанами, т. е. с вредным пространством, одинаковым с пунктом „а“: расход тепла 3954 кал./кг.;

в) нормальная прямоточная машина с каналами выпускных клапанов, залитыми композицией, т. е. с меньшим вредным пространством, чем в пункте „б“: расход тепла 3966 кал. кг.

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

а) расход тепла 4802 кал. кг. ²⁾

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 Грасмана еще раз подтвердили значительную выгодность работы перегретым паром в прямоточных цилиндрах и одновременно показали бесполезность принципа прямоточности в чистом виде.

¹⁾ Пользуюсь случаем выразить свою признательность проф. Грасману, любезно поделившемуся со мной результатами своих исследований.

²⁾ Продолжительность сжатия 40%.

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

§ 12. Расход пара на начальную конденсацию.

Грабак дает следующую формулу для определения расхода пара на начальную конденсацию, отнесенного к 1 лош. силе индикаторной мощности машины в 1 час

$$D_i'' = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг. на 1 инд. л. с. в час (7)}$$

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

| | | | | | | | | |
|---------------------|------|------|------|---|------|------|------|------|
| α | 0,82 | 0,87 | 0,91 | 1 | 1,08 | 1,15 | 1,29 | 1,41 |
| для $\frac{H}{D} =$ | 1 | 1,25 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 |

B принимают равным

- 6,0 — 5,0 для одноцилиндр. машин без конденсации
- 5,5 — 5,0 " " " с конд. без паров. рубашки
- 4,5 — 4,2 " " " " и 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° .

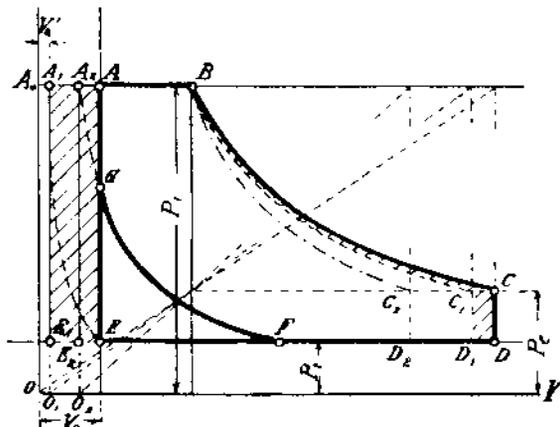
§ 13. Вредное пространство и сжатие пара.

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 производящее в дальнейшем работы.

На фиг. 18 представлена индикаторная диаграмма $ABCDE$ машины с вредным пространством без сжатия пара. По окончании выпуска, в цилиндре остается пар давлением p_2 , занимающий вредное пространство Γ_0 .



Фиг. 18.

Если этот пар сжать до начального давления p_1 , он займет объем Γ_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. Соответствующая 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.

Если пренебречь незначительной площадью f_2 , 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

$$f_1 \cong V_0 p_1$$

Потеря от вредного пространства уменьшается, если машина работает с сжатием пара. Потеря эта теоретически тем меньше, чем выше конечное давление сжатия.

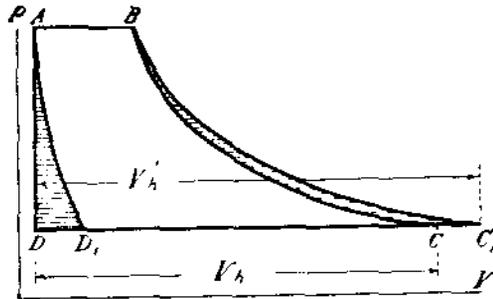
В самом деле, если нормальная диаграмма машины с вредным пространством имеет вид не $ABCDE$, а $ABCD_1FG$, то остающийся во вредном пространстве пар занимает при давлении p_1 уже объем A_0A_2 и добавочный выпуск пара (сверх полезного объема AB) выражается отрезком A_2A . Потеря работы измеряется в этом 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 время расширения. Разность площадей $BCDD_2C_2$ и GFE не велика, приблизительно равна f_2 в первом случае, 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 с сжатием до давления впуска.

Этот случай изображен на фиг. 19, где $ABCD$ представляет первую, а ABC_1D_1 — вторую диаграмму. Работа сжатия ADD_1 возвращается 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.



Фиг. 19.

Исследование же выгоды 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. 20.

$ABCD$ представляет диаграмму машины с вредным пространством V_0 , полным расширением пара до давления p_2 и полным сжатием до давления p_1 . ABC_1D_1 — диаграмма машины с тем же вредным пространством, полным расширением, но совершенно без сжатия.

В машине без сжатия, пренебрегая количеством пара, остающимся во вредном пространстве в конце выпуска, вредное пространство должно при каждом ходе поршня заполняться острым 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:

$$ADD_1 = ADD_1' - D_1DD_1'.$$

При этом

$$\text{пл. } ADD_1' = V_0 p_1 \log \frac{p_1}{p_2}$$

а

$$\text{пл. } D_1DD_1' = \bar{D}D_1 p_2 = V_0 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) p_2$$

[сжатие предположено по закону $pv = const$, так что:

$$(V_0 - \bar{D}D_1) p_2 = V_0 p_1, \text{ откуда: } \bar{D}D_1 = V_0 \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right).]$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \text{пл. } ADD_1 &= V_0 p_1 \log \frac{p_1}{p_2} - V_0 \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right) p_2 = \\ &= V_0 \left(p_1 \log \frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2 \right) \end{aligned}$$

Для равенства площадей диаграмм обеих машин, необходимо в машине с сжатием увеличить степень наполнения, так чтобы получилась диаграмма $AB_1C_1D_1$, равная по площади диаграмме $ABCD_1$. Добавочный объем пара, измеряемый отрезком BB_1 , назовем V_x .

Исследование аналитическим путем процесса с адиабатическим расширением и сжатием пара производилось Гейнрихом (*Z. d. V. d. J.* 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, Гейнриха 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 подтверждается весьма обстоятельными опытами Гейнриха, у которого для одноцилиндровой машины с конденсацией при давлении острого пара 8,2 атм. абс., наполнении 18% и вредном пространстве 8,7% наивыгоднейшая степень сжатия оказалась в пределах 10—25% при конечном давлении сжатия 1—1,5 атм. абс. Как при очень малых, так и при высоких степенях сжатия расход пара получался большим, хотя и незначительно.

Следует отметить, что решающей величиной для расхода пара является собственно не степень сжатия, а конечное давление сжатия, а оно может получиться одинаковым при большой степени сжатия и большом вредном пространстве и при малой степени сжатия, но с малым вредным пространством.

Вывод из изложенного: сжатие в машинах необходимо для уменьшения потери от вредного пространства; однако, оно не должно быть высоко, с тем чтобы температура пара в конце сжатия не превышала бы температуры стенок. Практические указания относительно выбора давления сжатия будут даны ниже.

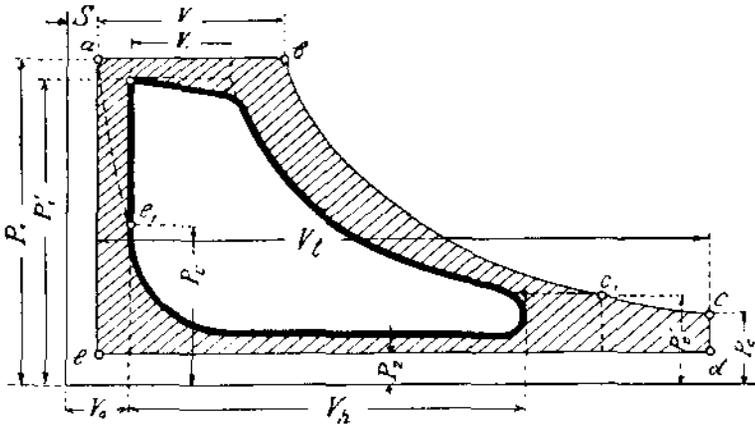
§ 14. Коэффициенты полезного действия машины.

Благодаря вышеописанным потерям в паровой машине, индикаторная диаграмма, снятая с машины, показывает значительные отступления от теоретического процесса, как по очертанию отдельных кривых диаграммы, так, в особенности, и по расходу пара, измеряемому степенью наполнения на диаграмме.

На фиг. 21 изображена действительная диаграмма машины, вписанная в теоретическую диаграмму Мейера.

Идеальный процесс по практической диаграмме может быть вычерчен при условии, что известен действительный расход пара машиной. Расход пара определяется обычно или взвешиванием конденсата из машины, или измерением питательной воды для котла за вычетом потери в паропроводе и при условии, конечно, что котел обслуживает исключительно данную машину и не имеет потерь пара наружу.

Обозначим полный расход пара в час G_0 кг. Если машина делает n оборотов в минуту, то в течение одного часа совершается $2n \cdot 60$ хо-



Фиг. 21.

дов и столько же раз в час впускается в машину острый пар. Расход пара за один ход машины (на образование одной индикаторной диаграммы)

$$G = \frac{G_0}{120n}$$

Объем этого количества пара

$$V = G \cdot v = \frac{G_0 v}{120n};$$

где v — удельный объем пара.

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

$$v = \frac{47,1 (273 + t)}{10000p} - 0,016 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$$

(p в кг./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

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H \text{ кб. мт.,}$$

где D — диаметр цилиндра в мт.

H — ход поршня в мт.

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 степени наполнения действительной диаграммы V_1 . Для разделения потерь удобно, однако, начать теоретическую диаграмму в точке a , на расстоянии S от оси

ординат. Величина s при этом соответствует объему пара, остающемуся во вредном пространстве в конце сжатия и приведенному к давлению p_1 .

Объем S можно получить, продолжая линию сжатия по тому же закону, по которому 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 распределительном органе 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

$$pv^k = const.$$

При этом для сухого насыщенного пара

$$k = 1,135;$$

для влажного пара

$$k = 1,035 - 0,1 x,$$

(где x — степень сухости);

для перегретого пара

$$k = 1,3.$$

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

Длина диаграммы Мейера V_t получается из соотношения

$$\text{откуда} \quad \begin{aligned} \frac{V_t}{V_1} &= \frac{V_1}{V_h} \\ V_t &= V_h \cdot \frac{V_1}{V_1} \end{aligned}$$

При этом давление в конце расширения теоретической диаграммы получается p_e , меньшее, чем p'_e в действительной диаграмме. В машинах, работающих на атмосферу и с малой разностью $p_1 - p_2$, 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 (см. § 7), то давление в конце расширения должно быть взято равным p'_e и диаграмма получит abc_1d_1 . 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 . Кривая расширения при построении ее из точки b продолжается до точки c_1 , соответствующей давлению p'_e действительной машины.

Линия выпуска лежит на давлении p_2 в конденсаторе или атмосфере.

Заштрихованная на фиг. 21 площадь представляет собою потери в действительном процессе относительно теоретического (практически-идеального).

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 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.

Обозначая работу за 1 ход поршня действительного процесса через L_i , а идеального процесса — L_0 , назовем отношение этих величин относительным коэффициентом полезного действия¹⁾

$$\eta_{i0} = \frac{L_i}{L_0}$$

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

$$\eta_{i0} = \frac{Q_i}{Q_0}$$

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

Отношение работы идеального процесса L_0 к работе L_i эквивалентной полной теплоте пара, мы назвали (см. § 5) термическим к. п. д.

$$\eta_{it} = \frac{L_0}{L_i} = \frac{AL_0}{i_1 - q_2}$$

Отношение действительной (индикаторной) работы L_i к полной работоспособности пара L назовем индикаторным к. п. д.²⁾

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

$$\eta_{ii} = \frac{L_i}{L_0} \cdot \frac{L_0}{L} = \eta_{i0} \cdot \eta_{it} \dots \dots \dots (8)$$

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 преобразуется в индикаторную работу поршня (не учитывая потерь на трение в машине).

Мощности машины, соответствующие теоретическому и действительному процессу, мы будем обозначать N_0 и N_i , при чем

$$N_i = \eta_{i0} \cdot N_0$$

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

Расход пара машиной на 1 индикаторную лошадиную силу в час обозначим D_i ; так как одна лошадиная сила в час эквивалента 632 калориям, то

$$D_i = \frac{632}{\eta_{ii} (i_1 - q_2)} \dots \dots \dots (9)$$

$$\eta_{ii} = \frac{632}{D_i (i_1 - q_2)} \dots \dots \dots (10)$$

¹⁾ Некоторыми авторами коэффициент этот называется индикаторным термодинамическим.

²⁾ По другой номенклатуре (см. предыдущую выноску) — индикаторным термическим к. п. д.

Если D_0 обозначает расход пара на 1 лошадиную силу в час в теоретическом процессе, то

$$\gamma_0 = \frac{D_0}{D_i} \dots \dots \dots (11)$$

Так как, помимо перечисленных потерь, в машине имеются еще механические потери (трение поршня о стенку 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.

$$\text{откуда } \gamma_m = \frac{N_e}{N_i},$$

$$N_e = \gamma_m N_i$$

Соответствующая эффективной мощности, эффективная работа за 1 ход поршня

$$L_e = \gamma_m L_i = \gamma_m \gamma_{in} L_0 = \gamma_m \gamma_0 \gamma_t L$$

Назовем эффективным к. п. д.¹⁾

$$\gamma_e = \gamma_m \gamma_0 \gamma_t = \gamma_m \gamma_i$$

$$\text{Тогда: } \Delta L_e = \gamma_e (i_1 - q_2)$$

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

Аналогично формуле (9) расход пара на 1 эфф. лош. силу в час

$$D_e = \frac{632}{\gamma_e (i_1 - q_2)} \dots \dots \dots (12)$$

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

$$\gamma_w = \gamma_k \gamma_e = \gamma_k \gamma_m \gamma_0 \gamma_t$$

Если расход топлива на 1 эфф. лош. силу в час назовем C_e , а его теплотворную способность H_e , то

$$\gamma_w = \frac{632}{C_e H_e} \dots \dots \dots (13)$$

¹⁾ Этот коэффициент вышеупомянутые авторы называют эффективным термическим, произведение же $\gamma_m \gamma_0$ — эффективным термодинамическим к. п. д. Для последнего коэффициента нами введен термин: относительно-эффективный.

Шюле приводит следующие данные испытания локомотивов Ланца и Вольфа первый мощностью 180 эфф. лощ. сил, второй — 105 л. с.

| Локомо- били | Давление в котле p_1 атм. абс. | Темпер. пара перед машиной t_0 | Число обо- ротов в минуту | Теплотворная способность топлива $\frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$ H_c | Расход топ. C_e кг/л.с./час. | Расх пара D_0 кг/л.с./час. | η_i | η_m | ¹⁾ η_k | η_w |
|-----------------|--|--|---------------------------------|---|--------------------------------------|------------------------------------|----------|----------|---------------------------|----------|
| Ланц . . | 13,03 | 354,5 | 173,5 | 7500 | 0,546 | 4,59 | 0,208 | 0,928 | 0,80 | 0,154 |
| Вольф . . | 16,15 | 329,0 | 237,0 | 7500 | 0,486 | 4,00 | 0,234 | 0,946 | 0,78 | 0,173 |

К. п. д. этих локомотивов дает почти рекордные цифры для установок с паровыми машинами.

Средними хорошими величинами следует считать

$$\begin{aligned} \eta_k &= 0,75 \\ \eta_m &= 0,90 \\ \eta_o &= 0,80 \\ \eta_i &= 0,25 \text{ (с перегревом и конденсацией)} \\ \eta_w &= 0,75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,25 = 0,135 \end{aligned}$$

Для очень хороших условий можно положить

$$\begin{aligned} \eta_k &= 0,85 & \eta_i &= 0,30 \\ \eta_m &= 0,95 & \eta_w &= 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,3 = 0,218. \\ \eta_o &= 0,90 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \eta_i &= 0,35^2) \\ \eta_w &= 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,35 = 0,254. \end{aligned}$$

Мерами совершенства машины служат лишь коэффициенты η_o и η_m . Коэффициент η_k зависит только от начального и конечного состояния пара в теоретическом процессе.

Некоторые практические данные о коэффициенте η_o даны в § 104

§ 15. Пример определения коэффициентов полезного действия машины.

Паровая машина мощностью 1000 л. с. с размерами цилиндра: $H = 1$ мт., $D = 0,903$ мт. испытывалась в следующих условиях:

Давление пара в котле:

$$p_1 = 14,2 \text{ атм. абс.}$$

Давление пара в паровом цилиндре (в начале впуска)

$$p_1' = 12,4 \text{ атм. абс.}$$

Температура пара в перегревателе

$$t_1 = 320^\circ \text{C}.$$

¹⁾ В к. п. д. котла включены также потери в паропроводах.

²⁾ При $p_2 = 0,1$ атм. абс., $p_e = 1$ атм. абс.

Давление пара при выпуске (в цилиндре)

$$p_2' = 0,1 \text{ атм. абс.}$$

Давление в конденсаторе

$$p_2 = 0,08 \text{ атм. абс.}$$

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.

$$G_0 = 5220 \text{ кг.}$$

Пользуясь обозначениями фиг. 21. определим объем V впускаемого в машину пара за 1 ход поршня

$$V = \frac{G_0 \cdot r}{120 \cdot n}$$

Удельный объем пара

$$r = \frac{47,1 (273 + 320)}{10000 \cdot 14,2} = 0,016 = 0,180 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$$

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

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = \frac{\pi \cdot 0,903^2}{4} = 0,64 \text{ кб. мт.}$$

Теоретическая степень наполнения

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

Вычертив диаграмму цикла Мейера по тем же правилам, как и на фиг. 21 и сравнив ее с действительной индикаторной диаграммой машины, найдем

$$\eta_p = \frac{Q_i}{Q_0} = 0,9$$

(Q_i и Q_0 площади действительной и теоретической диаграмм).

При этом теоретическая диаграмма построена по Хейльману, т. е. $p_2' = 1,5$ атм. абс.

Термический коэффициент полезного действия найдем по формуле (4) в § 7:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2} + \frac{10000 (p_2 - p_2') \cdot r_e}{427 (i_1 - q_2)}$$

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

$$i_1 = 736 \text{ кал./кг.}$$

$$i - i_p = 112 \text{ кал./кг.}$$

$$p_e - p_2 = 1,42 \text{ кг./см.}$$

$$g_2 = 41 \text{ кал./кг.}$$

$$v_e = v(v_e)_s = 0,963 \cdot 1,185 = 1,14 \text{ куб. мт./кг.}$$

$$\eta_{it} = \frac{112}{695} + \frac{10000 \cdot 1,42 \cdot 1,14}{427 \cdot 695} = 0,215$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_{it} = \eta_t \cdot \eta_o = 0,215 \cdot 0,9 = 0,193.$$

Последнюю величину можно получить значительно проще:

Расход пара на 1 инд. л. с. в час

$$D_1 = \frac{G_o}{X_1} = \frac{5220}{1109} = 4,71 \text{ кг.}$$

По формуле (9)

$$\eta_{it} = \frac{632}{D_1 (i_1 - g_2)} = \frac{632}{4,71 \cdot 695} = 0,193$$

Эффективный к. п. д. машины

$$\eta_e = \eta_{it} \cdot \eta_m = 0,92 \cdot 0,193 = 0,178.$$

§ 16. Индикаторная диаграмма действительного процесса паровой машины.

а) Вредное пространство.

Начальная точка a диаграммы (фиг. 27) 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 ($\varepsilon = \frac{V_0}{V_h}$):

$$\varepsilon = 7-16\%_0 \text{ (средн. } 12\%_0 \text{) при цилиндрических золотниках,}$$

$$5-10\%_0 \text{ (средн. } 8\%_0 \text{) при плоских золотниках,}$$

$$5-10\%_0 \text{ (средн. } 7\%_0 \text{) при клапанах на цилиндре,}$$

$$3-6\%_0 \text{ (средн. } 4\%_0 \text{) при кранах и при клапанах в крышке,}$$

$$2-5\%_0 \text{ (средн. } 3\%_0 \text{) для машин прямооточных с клапаном в крышке.}$$

Средние значения ближе всего подходят к машинам, в которых ход поршня равен приблизительно двойному диаметру цилиндра, и средняя скорость поршня составляет 2—3 мт. 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.

б) 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_2 в котле. При дальнейшем наполнении давление понижается еще более.

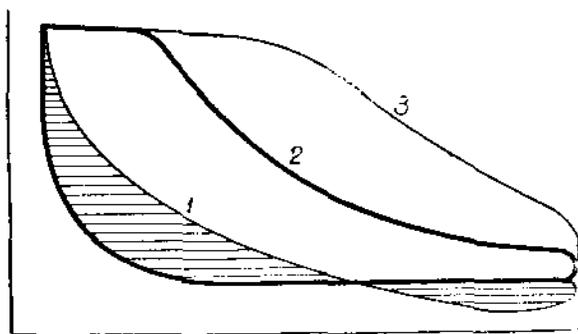
Главная часть падения давления приходится на паропровод и определяется по формуле (6) в § 9.

Тормажение 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.

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



Фиг. 22.

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 уменьшается площадь индикаторной диаграммы; при увеличении нагрузки—степень наполнения увеличивается. На фиг. 22 представлены 3 диаграммы машины: для холостого хода (1), нормальной (2) и максимальной (3) нагрузок. В диаграмме № 1 (заштрихованной) линия расширения опускается ниже линии впуска, образуя петлю отрицательной работы. Полезная площадь диаграммы равна разности площадей, горизонтально и вертикально заштрихованных.

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 вполне 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, впуск пара начинается до прихода поршня в мертвое положение, то в цилиндр и при нулевом наполнении

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 уменьшается площадь индикаторной диаграммы; при увеличении нагрузки—степень наполнения увеличивается. На фиг. 22 пред-

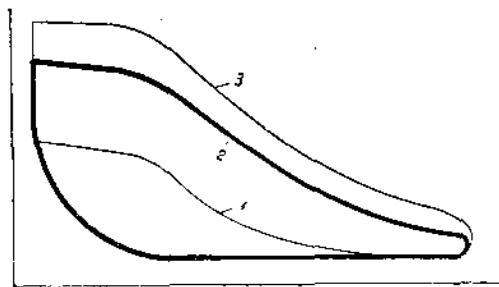
некоторое количество пара попадает. Очевидно необходимо, чтобы площадь индикаторной диаграммы холостого хода (№ 1 на фиг. 22) соответствовала бы мощности меньшей, чем N_m — мощности, необходимой для преодоления вредных сопротивлений в машине. Если это условие не соблюдено, повышение числа оборотов при холостом ходе не вызовет уменьшения мощности машины, и произойдет разбег машины. Поэтому, в машинах с высоким давлением впуска, 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 его дросселирования, степень же наполнения остается постоянной.

Индикаторные диаграммы для этого случая представлены на фиг. 23.

Объем впускаемого в цилиндр пара остается постоянным для любых мощностей, количество же пара уменьшается с уменьшением мощности, так как при дросселировании возрастает удельный объем пара. При значительном торможении давление в конце сжатия легко может превзойти давление впуска, образовав петлю отрицательной работы.



Фиг. 23.

Существенным недостатком качественного регулирования является то, что, для возможности перегрузки машины, пар при нормальной нагрузке должен дросселироваться. Это же обстоятельство, конечно, 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 при колебаниях нагрузки. Современные машины строятся исключительно с количественным регулированием.

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

В действительной машине наивыгоднейшим 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, дающего наименьший расход пара, требуются большие размеры цилиндра, увеличивающие расходы по амортизации, проценты на затраченный капитал и т. п. Экономически наивыгоднейшее наполнение не совпадает поэтому с наполнением, дающим минимальный расход пара.

Служи 1) указывает следующую таблицу для степеней наполнения, дающих минимальный расход пара (ε_1) и экономически наивыгоднейших (ε_2).

| Давление впуска атм. абс. | Одноцилиндровые машины без конденс. $\sigma = 0,05$ | | Одноцилиндровые машины с конденс. $\sigma = 0,035$ | | Машина двойного расширения с конденс. | |
|---------------------------------|--|-----------------|---|-----------------|---|-----------------|
| | 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 наивыгоднейшие степени наполнения:

| Давление впуска атм. абс. | Одноцилиндровые машины без кон- денсации регулир. колич. | Одноцилиндровые машины с конденсацией | |
|---------------------------------|---|--|-------------|
| | | С рубашкой | Без рубашки |
| 4 | 0,30; 0,31 | 0,25; 0,14 | 0,15; 0,10 |
| 6 | 0,28; 0,23 | 0,15; 0,125 | 0,11; 0,08 |
| 8 | 0,22; 0,19 | 0,14; 0,12 | 0,09; 0,07 |
| 10 | 0,19; 0,17 | | |

Нижний предел наполнения в этой таблице выбирается для больших машин при дорогом топливе и непрерывной работе машины. В этих случаях первенствующее значение имеет расход пара, а второстепенное— стоимость машины.

Рекомендуется степень наполнения определять, задаваясь конечным давлением расширения (p_e) и строя кривую расширения снизу вверх.

Для экономически наивыгоднейшего наполнения следует принимать

$p_e = 1,8 \div 2,5$ атм. абс. для одноцилиндровых машин без конденсации,

$p_e = 1,0 \div 1,8$ „ „ для одноцилиндровых машин с конденсацией,

$p_e = 1,5 \div 2,2$ „ „ для машин двойного расширения без конденсации,

$p_e = 0,7 \div 1,3$ „ „ для таких же машин с конденсацией,

$p_e = 0,5 \div 0,9$ „ „ для машин тройного расширения с конденсацией.

1) Slucki, Zur Dampfmaschinentheorie.

При малых давлениях p_0 получается малая степень наполнения, так что и здесь необходимо руководствоваться правилом, указанным по отношению к таблице Каза.

В прямооточных машинах, в связи с обычно применяемым высоким вакуумом, степень наполнения невелика: 8--10% (большие цифры относятся к невысоким давлениям впуска и перегретому пару, меньшие—к большим давлениям впуска и насыщенному пару).

Давление в конце расширения выбирают иногда заведомо большим для получения значительной степени наполнения. Последнее, как будет показано ниже, необходимо в машинах с простыми золотниками.

в) Расширение.

В теоретических процессах расширение пара предполагалось адиабатическим по закону

$$pv^k = const.$$

Числовые значения для k были указаны в § 14.

На очертание кривой расширения в действительном процессе оказывают влияние: теплообмен со стенками цилиндра и пропуски пара.

В начале расширения, когда в большинстве случаев пар еще отдает часть своей теплоты стенкам (начальная конденсация), кривая расширения 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 положе (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 k в разных точках 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 кривой расширения делать заключения о теплообмене в цилиндре.

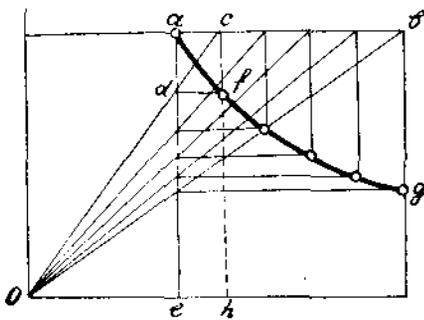
Экспериментальными исследованиями установлено, что при работе насыщенным паром, обычно, показатель

$$k = 1,$$

т. е. расширение происходит по закону

$$pv = const.$$

Уравнение это, случайно совпадающее с изотермой для газов (ни в коем случае изотерма для пара), представляет собою уравнение равно-сторонней гиперболы в координатах p, v .



Фиг. 24.

Из многочисленных способов построения этой гиперболы чаще всего применяется метод, изображенный на фиг. 24.

Положим, требуется вычертить гиперболу, проходящую через точку a . Проводим через эту точку горизонталь и вертикаль. Расстояние ab делим на произвольное число частей. В точки деления из начала координат O проводим лучи. Восставляем перпендикуляры из точек e и d пересечения лучей с горизонталью ab и вертикалью ac . Точки пересечения f перпендикуляров и будут принадлежать гиперболе ag . Это легко доказывается подобием тр-ков Ode и Oeh .

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

Так как:

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

то:

$$\begin{aligned} \frac{v_a}{v_f} &= \frac{p_f}{p_a}; \\ p_a v_a &= p_f v_f = p v = \text{const.} \end{aligned}$$

Несколько сложнее обстоит дело с перегретым паром. Показатель адиабаты для перегретого пара

$$k = 1,3.$$

В действительном процессе средняя величина k лежит в пределах от 1 до 1,25 в зависимости от температуры пара и, отчасти, от степени наполнения. При этом k больше в начале расширения и меньше в конце его. С увеличением перегрева и с увеличением степени наполнения k увеличивается. Последнее объясняется тем, что при больших степенях наполнения точка перехода перегретого пара в состояние насыщения лежит ниже, и большая часть расширения происходит по закону для перегретого пара.

В нижеследующей таблице приведены выдержки из исследований проф. Шретера над показателем кривой расширения паровых машин.

t — температура пара

ϵ — степень наполнения

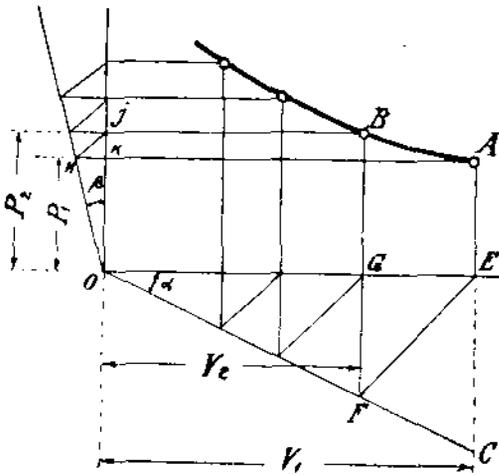
k_1 — показатель кривой расширения между началом расширения и средним положением поршня

k_2 — тоже между средним и конечным положениями поршня.

Давление пара около 10 атм.

| t | ε | k_1 | k_2 |
|-------|---------------|-------|-------|
| 204,3 | 0,168 | 1,027 | 1,063 |
| 233,6 | 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 |

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 $pv^k = const$, а ниже ее — по $pv = const$; 2) построить всю кривую расширения с одним (средним) показателем.



Фиг. 25.

бокая гипербола, а затем по закону $pv^k = const$, начиная от точки перехода — верхняя часть. При этом для показателя k можно рекомендовать следующие цифры:

| | |
|-----------------------------|-----------|
| для перегрева на 50° | $k = 1,1$ |
| " " " 100° | $k = 1,2$ |
| " " " 150° и выше | $k = 1,3$ |

В случае выбора второго способа построения кривой расширения можно предложить два следующих практических метода.

Первый заключается в построении политропы $pv^k = const$, при чем показателю k можно давать значения:

| | |
|-----------------------------|--------|
| для перегрева на 50° | — 1,05 |
| " " " 100° | — 1,15 |
| " " " 150° | — 1,20 |
| " " " 150° | — 1,25 |

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

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

Графический способ построения политропы предложен Брауэром и изображен на фиг. 25.

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 N проводим прямые EF и NJ 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:

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

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

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

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

Возвысив первое уравнение в степень k , найдем

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

Помножив это уравнение на предыдущее:

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

Если

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

то точка B действительно лежит на политропе, так как тогда

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

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

| k | β |
|------|----------------|
| 1,00 | $30^\circ -$ |
| 1,05 | $31^\circ 30'$ |
| 1,10 | $33^\circ -$ |
| 1,15 | $34^\circ 30'$ |
| 1,20 | $36^\circ -$ |
| 1,25 | $37^\circ 30'$ |
| 1,30 | $39^\circ -$ |

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

Если обозначить отношение $\frac{V_n}{V_b} = n$, то для последней величины

Слукки дает формулу:

$$n = \frac{0,2 \cdot \operatorname{lg} \tau}{1 + \varepsilon + \sigma} (\varepsilon + \sigma) \dots \dots \dots (14)$$

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

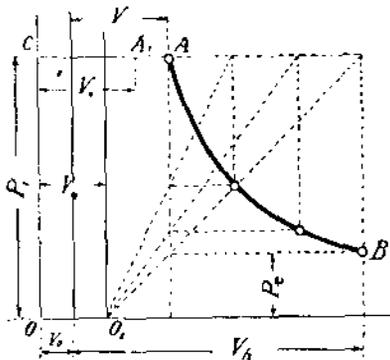
ε — наполнение в долях длины диаграммы ($\varepsilon = \frac{V}{V_h}$)

ε — вредное пространство в долях длины диаграммы ($\varepsilon = -\frac{V_0}{V_h}$)

n — получается в тех же единицах, в которых выражены ε и ε .

На фиг. 26 политропа (по отношению к началу координат в O) — AB построена, как равнобокая гипербола из полюса O_1 , при чем

$$OO_1 = V_p = n V_h.$$



Фиг. 26.

Способ Слукки 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 приблизительно наметить так:

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

$$V_1 = \frac{p_0 (V_h + V_0)}{p_1}.$$

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 бы своевременно упасть до давления выпуска, последний начинается не в мертвом положении, а несколько раньше. Предварение выпуска берется тем больше, чем больше разность $p_0 - p_3$; 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 $\frac{0}{100}$ хода поршня):

5 — $10\frac{0}{100}$ при работе на атмосферу,

8 — $15\frac{0}{100}$ " " " конденсатор.

В машинах Штумпфа, как указывалось, предварение выпуска, в процентах хода поршня совпадающее с длиной окон, составляет 10—12 $\frac{0}{100}$.

На индикаторной диаграмме предварение выпуска выражается потерей небольшой площадки (см. 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 давления объясняется сопротивлениями в парораспределительных органах и в выпускной трубе и возрастает с увеличением скорости выходящего пара.

Для работы на атмосферу обычно,

$$p_2 = 1,15 \text{ атм. абс.}$$

В машинах с конденсацией чаще всего выбирают:

$$p_2 = 0,15 - 0,25 \text{ атм. абс.}$$

(в машинах Штумпфа до 0,05 атм. абс.).

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

$$p_2 = 3 - 4 \text{ атм. абс.},$$

а при очень высоких давлениях острого пара можно отработанный пар выпускать при давлении 10—12 атмосфер, направляя его из специальных машин высокого давления в нормальные современные машины.

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 острого пара, так как к моменту начала впуска давление пара в цилиндре в значительной мере повышено сжатием.

На индикаторной диаграмме (фиг. 21) кривая сжатия представляет собою политропу, подобную кривой расширения. Она также подчиняется закону

$$pr^k = const.,$$

при чем для машин, работающих насыщенным паром

$$k = 1$$

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

При проектировании линии сжатия на индикаторной диаграмме обычно исходят из конечной точки этой кривой (e_1 на фиг. 21). Конечным давлением сжатия p_c задаются:

$$p_c = 2 - 2,5 \text{ атм. абс. при работе на конденсацию,}$$

$$p_c = (0,5 - 0,75) p_1 \text{ при работе на атмосферу.}$$

$$x = \frac{a}{k \sqrt{\frac{p'_c}{p_2} - 1}} \dots \dots \dots (15)$$

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

$$p'_c = p_1 - 1 \text{ атм.}$$

Что касается остальных величин в формуле (15), то

$$p_2 = 1,1 \text{ атм., абс.,}$$

$$k = 1 \text{ } \div \text{ } 1,3.$$

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 атм. меньше давления впуска p_1 , давление выпуска $p_2 = 1,03$ атм. абс.

| Давление впуска p_1 атм. абс. | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
|---|------|------|------|------|------|-------|-------|------|------|
| Полная величина вредного простран- ства 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 золотниками, а

$$x = \frac{a}{k \sqrt{\frac{p'_c}{p_2}} - 1} \dots \dots \dots (15)$$

Соответственно продолжительности сжатия в машинах Штумпфа, обычно

$$a = 0,9.$$

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

Обычно

$$p'_c = p_1 - 1 \text{ атм.}$$

Что касается остальных величин в формуле (15), то

$$p_2 = 1,1 \text{ атм., абс.,}$$

$$k = 1 \div 1,3.$$

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

$$\alpha_0 = x - \alpha.$$

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 атм. меньше давления впуска p_1 , давление выпуска $p_2 = 1,03$ атм. абс.

| Давление впуска p_1 атм. абс. | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
|--|------|------|------|------|------|-------|-------|------|------|
| Полная величина вредного простран- ства α | 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 золотниками, а

поршень сделан нормальной длины. Схемы таких машин изображены на фиг. 28.

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. 28 цилиндр имеет два ряда выпускных управляемых окон. При движении поршня вправо (впуск 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 отстоят ряды 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 клапана для выпуска пара, действующие или автоматически или от особого привода. Так как клапана эти располагаются возле крышек цилиндра, то этим самым принцип прямоточности нарушается. Такие клапана, однако, могут с успехом заменить добавочное вредное пространство при работе машины на атмосферу.

ж) Предварение впуска.

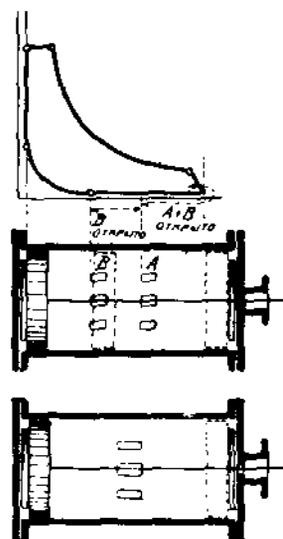
Для того, чтобы при мертвом положении поршня вредное пространство было бы уже заполнено острым паром давлением p_1 , впуск пара в цилиндр начинается до прихода поршня в мертвое положение. Величина предварения впуска должна быть тем больше, чем меньше сжат пар, чем больше вредное пространство и чем быстрее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

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.

§ 17. Примеры построения индикаторных диаграмм одноцилиндровых машин.

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



Фиг. 28

В соответствии с указанием в § 16-а выбираем величину вредного пространства

$$V_0 = 0,04 \cdot V_h .$$

Удобными масштабами для построения диаграммы являются:

$$V_h = 150 \text{ мм.}$$

$$1 \text{ атм.} = 10 \text{ „}$$

Отложив рабочий объем цилиндра V_h (фиг. 29) в виде отрезка длиной 150 мм., и вредное пространство V_0 , в избранном масштабе измеряемое отрезком 6 мм., найдем начало координат O .

На высоте 12 атм. через точку a проводим горизонтальную линию впуска.

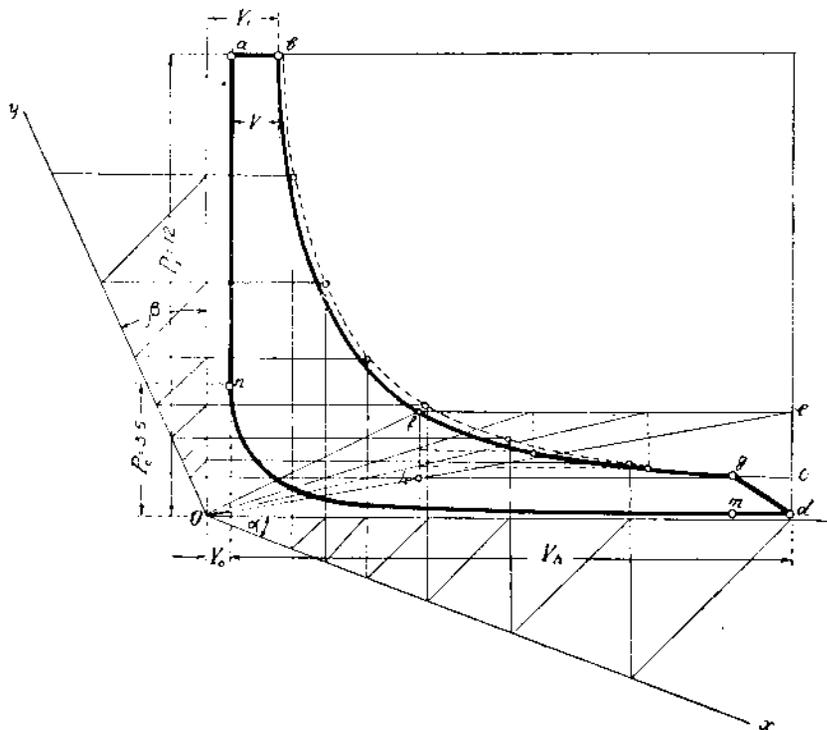
Задаемся давлением в конце расширения p_c .

Примем (см. § 16-б)

$$p_c = 1 \text{ атм. абс.}$$

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 $pv^k = const$, ниже — как равнобокую гиперболу.



Фиг. 29.

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

На индикаторной диаграмме из точки e строим описанным в § 16-в графическим способом равнобокую гиперболу, ограниченную по высоте давлением 2,8 атм. (точка f).

Для построения кривой проводим луч Oe из начала координат в точку, соответствующую давлению 2,8 атм., и отмечаем пересечение этого луча (точка h) с горизонталью через точку e . 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 строим по закону

$$pv^k = const.,$$

при чем выбираем в соответствии с температурой пара

$$k = 1,25.$$

Кривую строим по точкам.

Начальные координаты

$$p = 28 \text{ мм.}; \quad r = 56 \text{ мм.}$$

Положение точки b , напр., определяется из уравнения ($p_1 = 120$ мм.)

$$28,56^{1,25} = 120 \cdot r_1^{1,25}$$

$$r_1 = 17,5 \text{ мм.}$$

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

Наполнение измеряется отрезком

$$r = r_1 - r_0 = 17,5 - 6 = 11,5 \text{ мм.}$$

В долях хода поршня (длины диаграммы) степень наполнения

$$\varepsilon = \frac{11,5}{150} \cong 0,08$$

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

Показатель кривой расширения принят (см. § 16-в)

$$k = 1,15.$$

Лучи Ox и Oy проведены под углами:

$$\alpha = 20^\circ$$

(произвольно выбран) и β , определяемым из уравнения

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

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

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 $g_c = 0,1V_n = 15$ мм. (см. § 16-г). В соответствии с конструктивными особенностями машин Штумпфа (см. § 11-д) сжатие начинается в точке m , лежащей на одной вертикали с точкой g (линия dm проведена при давлении $p_2 = 0,08$ атм. абс.).

Кривая сжатия mn построена по точкам по закону:

$$pv^k = const.$$

при чем принято

$$k = 1,2.$$

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 — тоже точки n)

$$p_c = 3,5 \text{ атм. абс.}$$

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

По формуле (15)

$$x = \sqrt[1,2]{\frac{0,9}{\frac{11}{1,1} - 1}} = 0,155$$

(конечное давление сжатия принято: $p'_c = 11$ атм. абс.).

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

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

2. Локомобильная машина с противодавлением¹⁾ и перегревом пара.

Давление пара при впуске $p_1 = 13$ атм. абс.

Температура пара при впуске $t_1 = 300^\circ \text{C}$.

Давление пара при выпуске $p_2 = 2$ атм. абс.

Парораспределение цилиндрическим золотником.

Вредное пространство: 8%

При наличии простого золотника, как будет показано в части II этой книги, степень наполнения должна быть значительно больше, чем это требуется для экономически-выгодной работы машины. В некоторых случаях расход пара машиной не играет существенного значения; в частности это имеет место и тогда, когда весь пар из машины используется в нагревательных приборах. В этих случаях давление p_c в конце расширения можно брать значительно выше пределов, указанных в § 16-б.

В данном случае мы зададимся степенью наполнения и примем ее, исходя из возможности применения простого золотника

$$\epsilon = 40\%$$

Отложив на диаграмме (фиг. 30) рабочий объем цилиндра в виде отрезка

$$V_h = 150 \text{ мм.}$$

и вредное пространство

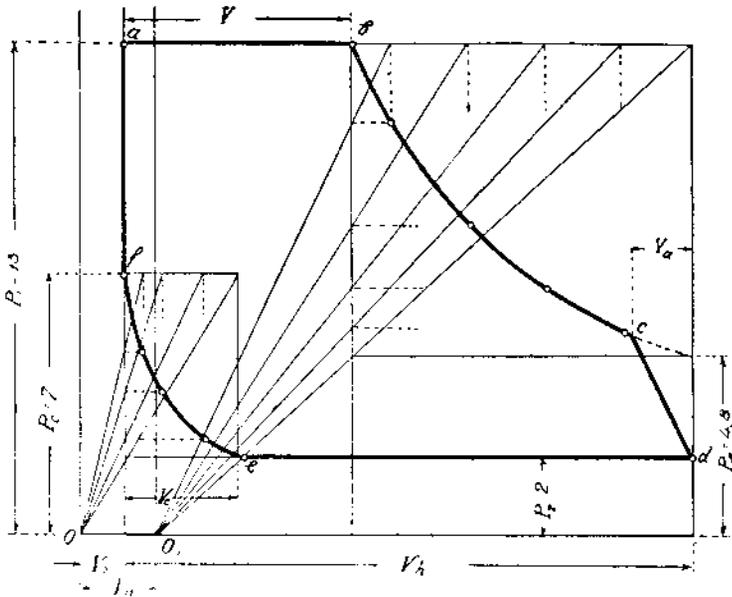
$$V_0 = 0,08 \cdot 150 = 12 \text{ мм.},$$

проведем линию впуска ab , длиною

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

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

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



Фиг. 30.

Перенесем начало координат в точку O_1 , при чем

$$V_n = O_1O_2 = n V_h = \begin{bmatrix} 0,2 \lg \tau (\varepsilon + \sigma) \\ 1 - \varepsilon + \sigma \end{bmatrix} V_h$$

В нашем случае

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

$$\varepsilon = 0,4$$

$$\sigma = 0,08$$

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

На диаграмме мы отложим V_n в виде отрезка

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

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

Так как падение давления в конце расширения довольно значительно (2,8 атм.), предварение выпуска сделаем больше обычно практикующегося.

Примем

$$V_a = 0,12 V_h$$

Давлением в конце сжатия зададимся.

Примем

$$p_c = 0,55 p_1 \cong 7 \text{ атм. абс.}$$

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 состояние 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 кг. мт.

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

$$N_1 = \frac{2 Q n}{60} \quad \frac{\text{кг. мт.}}{\text{сек.}},$$

или

$$N_1 = \frac{2 Q n}{60 \cdot 75} \quad \text{лош. сил.}$$

Мощность N_1 называется индикаторной. Полезная мощность машины меньше ее на величину механических сопротивлений (см. § 14).

Площадь индикаторной диаграммы заменим равновеликой площадью прямоугольника, в котором основание равно длине диаграммы. Высоту этого прямоугольника обозначим p_1 и назовем средним индикаторным давлением.

Очевидно

$$Q = p_1 \cdot N_1 = p_1 F H;$$

где F — площадь поперечного сечения парового цилиндра в кв. см.

• H — ход поршня в мт.

p_1 — в кг./см.²

Таким образом, индикаторная мощность машины двойного действия

$$N_1 = p_1 F \frac{2 H n}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots (16)$$

В машине простого действия

$$N_1 = p_1 F \frac{H n}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots (17)$$

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_1 . В действительности, обычно, F'' не равно F' , и индикаторные диаграммы полостей несколько отличаются друг от друга.

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

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{Hn}{60.75}, \dots \dots \dots (18)$$

при чем для машины без контр-штока

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

где D — диаметр цилиндра в см.

d — , 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 сечение штока составляющим в среднем 30% от площади поршня.

Т. к. средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{2Hn}{60} = \frac{Hn}{30}, \dots \dots \dots (19)$$

то

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

или

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \cdot \frac{c_m}{2.75}, \dots \dots \dots (21)$$

Эффективная мощность машины (см § 14)

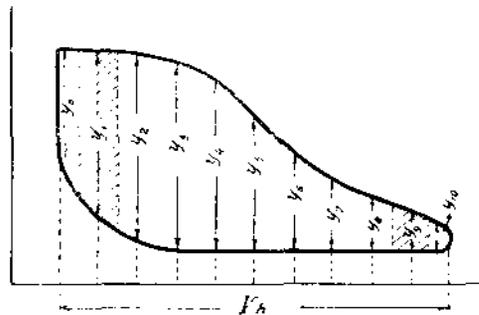
$$N_e = \eta_m \cdot N_i \dots \dots \dots (22)$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия.

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



Фиг. 31.

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

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. 31).

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

$$\frac{V}{10} \cdot y; \text{ где } y \text{ — длина ординаты.}$$

Проводя средние линии y_0 и y_{10} оставшихся на концах диаграммы площадках, 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

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

p_i получится в тех же единицах длины, в которых измерены отрезки y . Зная масштаб давлений индикаторной диаграммы не трудно определить p_i в кг./см².

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 . 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

$$c_m = 2 - 3 \text{ мт./сек. } ^1),$$

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

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

При этом желательно, чтобы

$$\frac{H}{D} = 1,5 - 2 \text{ для обыкновенных машин с числом оборотов до}$$

160 в минуту.

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

$$\frac{H}{D} = 1 - 1,3 \text{ для машин Штумпфа.}$$

¹⁾ Для машин Штумпфа обычно

$$c_m = 3 - 4,5 \text{ мт./сек.}$$

Если отношение $\frac{H}{D}$ выходит из указанных пределов, в большинстве случаев необходимо изменить c_m для получения желаемого результата.¹⁾

Пример.

Определим размеры цилиндра для горизонтальной машины Штумфа, построение диаграммы которой разобрано в примере 1 § 17 (фиг. 29). Кроме давлений и температуры пара, заданы:

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

Число оборотов $n = 160$.

Спланировав индикаторную диаграмму, найдем площадь ее

$$Q = 4615 \text{ кв. мм.}$$

Разделив площадь на длину диаграммы (150 мм.), определим среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{4615}{150} = 30,7 \text{ мм.,}$$

или, принимая во внимание масштаб давлений на диаграмме (1 атм. = 10),

$$p_i = 3,07 \text{ кг./см.}^2$$

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

$$c_m = 3 \text{ мт./сек.}$$

По формуле (19) ход поршня

$$H = \frac{30 \cdot c_m}{n} = \frac{30 \cdot 3}{160} = 0,56 \text{ мт.}$$

$$H = 560 \text{ мм.}$$

Из уравнения (20) находим площадь поршня

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

Откуда диаметр цилиндра

$$D \cong 485 \text{ мм.}$$

Отношение

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

не выходит из границ, указанных для машин Штумфа²⁾.

¹⁾ В тихоходных машинах c_m получается иногда менее 1 мт./сек.

²⁾ Считаю нелишним еще раз отметить, что для машин обычного типа, как величина c_m , так и отношение $\frac{H}{D}$ должны быть другими.

§ 19. Определение расхода пара машиной по индикаторной диаграмме.

Объем пара, занимающего цилиндр в момент отсечки (конец впуска) составляет (см. фиг. 30):

$$V_0 + V = (\varepsilon + \sigma) V_h$$

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

$$(\varepsilon + \sigma) V_h \gamma_1$$

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

$$V_c + V_0 = (\varepsilon_c + \sigma) V_h \gamma_2$$

весом

$$(\varepsilon_c + \sigma) V_h \gamma_2$$

где γ_2 — удельный вес отработавшего пара при давлении p_2 .

Таким образом, за один ход поршня в цилиндр впускается количество пара (в кг.)

$$G = V_h [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2]$$

При n оборотах в минуту расход пара машиной в час

$$G_0 = 120 n [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2] V_h \dots \dots \dots (24)$$

Таким образом, определяемый по диаграмме расход пара на индикаторную лошадиную силу в час

$$D_1' = \frac{G_0}{A_1}$$

Полный расход пара на индикаторный силочас

$$D_1 = D_1' + D_1'' + D_1'''$$

где D_1'' — расход пара на начальную конденсацию (форм. 7 в § 12),

D_1''' — 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.

Расход пара, вычисленный по этому методу, может служить, однако для расчетных целей при проектировании машины.

Пример.

Определим расход пара для машины с противодавлением, индикаторная диаграмма которой разобрана в § 17 (фиг. 30).

Для этой машины

- $p_1 = 13$ атм. абс.
- $t_1 = 300^\circ C'$
- $p_2 = 2$ атм. абс.
- $\varepsilon = 0,4$
- $\sigma = 0,08$
- $\varepsilon_c = 0,2$

) ε_c — степень сжатия, равная $\frac{V_c}{V_h}$.

Мощность машины

$$N_i = 250 \text{ л. с.}$$

Размеры цилиндра:

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

Число оборотов

$$n = 120.$$

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{Hn}{30} = \frac{0,75 \cdot 120}{30} = 3 \text{ мт./сек.}$$

Удельный вес пара при впуске в машину

$$\gamma_1 = \frac{10000}{\frac{47,1}{p} \cdot 160} = \frac{10000}{\frac{47,1 \cdot 573}{13} \cdot 160} = 5,32 \text{ кг./кб. мт.}$$

При выпуске:

$$\gamma_2 = 1,11 \text{ кг./кб. мт.}$$

(γ_2 взято по таблицам для сухого насыщенного пара при давлении $p_2 = 2 \text{ атм. абс.}$)

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{\pi}{4} 0,5^2 \cdot 0,75 = 0,147 \text{ кб. мт.}$$

Расход пара по диаграмме (форм. 24):

$$G_0 = 120 \cdot 120 \cdot (0,48 \cdot 5,32 - 0,28 \cdot 1,11) \cdot 0,147 = 4750 \text{ кг./час.}$$

Расход пара на единицу мощности

$$D_1' = \frac{4750}{250} = 19 \text{ кг./л. с.-ч.}$$

Расход пара на начальную конденсацию (форм. 7 стр. 40):

$$D_1'' = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} = \frac{0,91 \cdot 0,5}{\sqrt{3}} = 0,26 \text{ кг./л. с.-ч.}$$

В формуле согласно указаний в § 12, приняты:

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

Расход пара на пропуски (форм. 5 стр. 26):

$$D_1''' = \left(\sqrt{\frac{8,8}{N_i c_m}} + \frac{1}{2 c_m} \right) \cdot 0,75^2$$

$$D_1''' = \left(\sqrt{\frac{8,8}{250 \cdot 3}} + \frac{1}{2 \cdot 3} \right) 0,75 = 0,37 \text{ кг./л. с.-ч.}$$

Полный расход пара машиной на индикаторную лош. силу в час

$$D_1 = 19 + 0,26 + 0,37 = 19,63 \text{ кг./л. с.-ч.}$$

¹⁾ Коэффициент 0,75 введен, так как машина работает перегретым паром (см. § 8).

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.

3. Исследование рабочего процесса машины при помощи индикаторной диаграммы.

§ 20. 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. 32 (индикатор Розенкранца).

Цилиндр *A* при посредстве крана *D* сообщается с исследуемой полостью парового цилиндра машины (в стенке последнего всегда делаются два отверстия с резьбой Витворта диам. 1", сообщающиеся с вредными пространствами цилиндра и служащие специально для индирования). 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* двигается 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*.

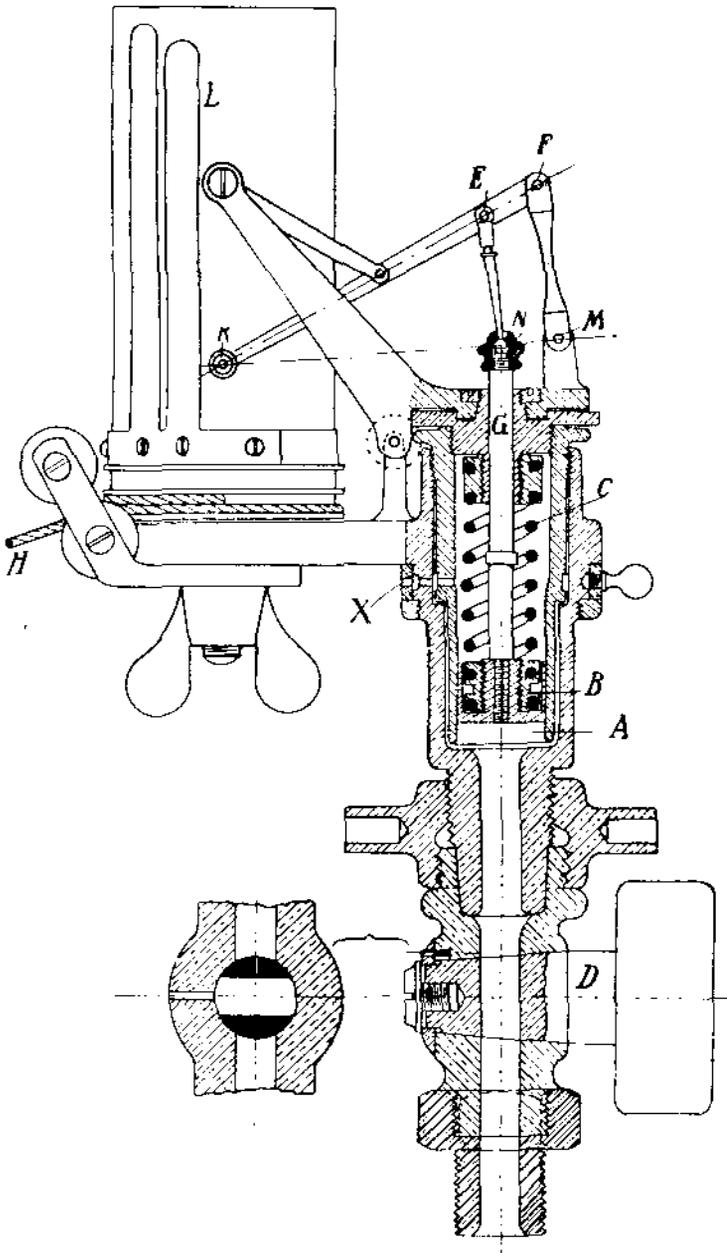
Барабан *L* индикатора может поворачиваться вокруг своей оси, при чем в одну сторону он вращается под действием шнурка *H*, а обратно возвращается пружиной, заложенной внутри барабана. При вращении барабана и постоянном давлении в цилиндре, карандаш *K* чертит на бумаге горизонтальные прямые линии.

Для того чтобы согласовать движение барабана с ходом поршня исследуемой машины, шнурок *H* соединяют с крейцкопфом или иной движущейся, согласно с поршнем, частью машины. Так как длина окружности барабана не велика (диаметр барабана обычно 30—50 мм), то соединение барабана с крейцкопфом производится при помощи ходоуменьшителя. В качестве последнего на машине может быть пристроена простая рычажная передача, причем длинное плечо рычага соединяется с крейцкопфом, а короткое со шнурком *H*; чаще же приходится применять ходоуменьшители специально выделяемые фирмами, строящими индикаторы. Конструкция одного из них ясна из фотографии на фиг. 33, где ходоуменьшитель привинчен к индикатору. Шнурок *H* наворачивается на маленький шкивок *O* ходоуменьшителя. На одной оси с ним насажен большой шкивок *P*, вокруг которого на вертунг шнур, соединяющийся с крейцкопфом. 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 крейцкопфа, 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, v , т. е. индикаторную диаграмму.

Пружина является сменной частью индикатора. К последнему прилагается ряд пружин, рассчитанных на различные максимальные давления.

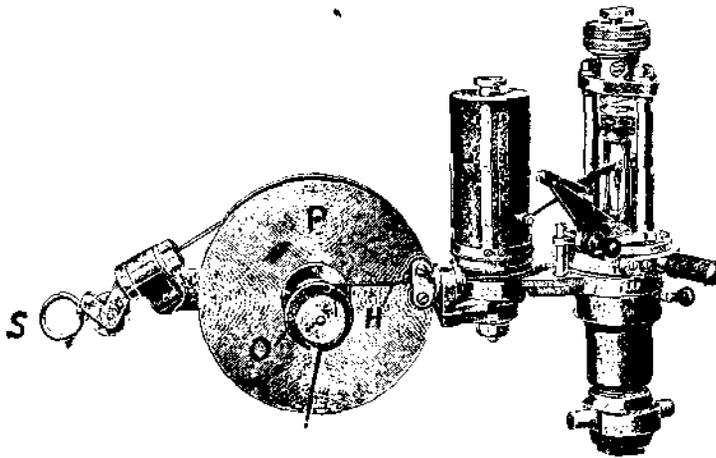
В зависимости от давления пара в машине, в индикатор закладывают ту или иную пружину. Каждая пружина калибрована, на ней выбит ее масштаб, т. е. прогиб в мм. (вернее перемещение карандаша) при изменении



Фиг. 32.

давления на 1 кг/см^2 . 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 (см. фиг. 33) более предпочтительны, чем индикаторы с внутренней пружиной, обогреваемой паром. Масштаб последней должен определяться в горячем состоянии. Независимо от температуры,



Фиг. 33.

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 и Буденберга, 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 костьяным 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 пропуска пара, но и без заедания. Пропуск пара обнаруживается просачиванием воды и пара через отверстия в индикаторе, сообщающиеся с верхней полостью цилиндра индикатора (см. фиг. 32—X). Заедание поршня легко обнаруживается при съемке 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 индицирования недопустим, т. к. в длинных трубках, соединяющих индикатор с полостями цилиндра, происходит падение давления; кроме того в них скопляется конденсационная вода, вызывающая удары о поршень индикатора: удары эти искажают диаграмму.

Во всяком случае перед установкой индикаторов, индикаторные краны должны быть хорошо продуты. Перед съемкой диаграммы продувку полезно повторить, вынув поршень индикатора, или применяя специальный трехходовый кран под индикатором.

Шнурки 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.

§ 21. 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. 34 - 36).

1) Удар воды в индикаторе или слабая пружина, не преодолевающая сил инерции движущихся масс индикатора.



Фиг. 34. 1)

2) Слишком длинный шнур к ходоуменьшителю. Часть хода поршня машины проходит при неподвижном барабане индикатора. Характерен стук последнего.



Фиг. 35.

3) Заедание индикаторного поршня (скачки на линии расширения).



Фиг. 36.

4) Нормальные диаграммы показаны пунктиром. Потери заштрихованы.

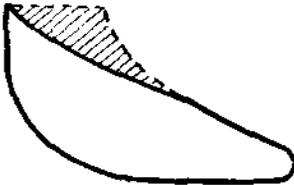
На фиг. 37—46 приведены индикаторные диаграммы, ненормальность которых обуславливается самым процессом в машине.



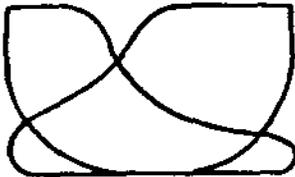
Фиг. 37. Малое предварение впуска, а в некоторых случаях даже начало впуска после выхода поршня из мертвого положения.



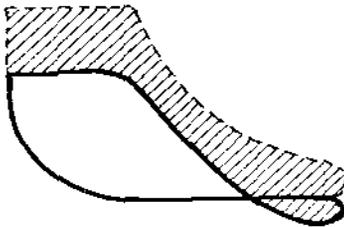
Фиг. 38. Слишком большое предварение впуска.



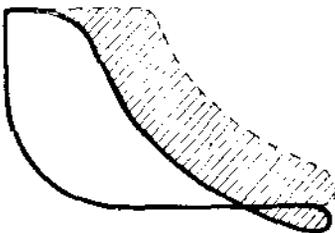
Фиг. 39. Торможение впускаемого пара, вследствие недостаточного диаметра паропровода или сечения каналов для впуска пара в цилиндр.



Фиг. 40. Неодинаковые степени наполнения в обеих полостях цилиндра, вследствие неправильной установки парораспределения.

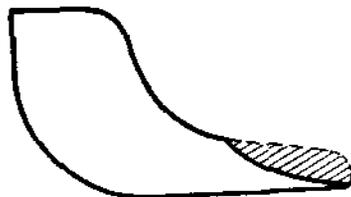


Фиг. 41. Если показатель кривой расширения в нормальных пределах, — слишком малая степень наполнения, напр. при неполной нагрузке.



Фиг. 42. Малое давление пара в котле или сильное дросселирование впускным клапаном.

Фиг. 43. Чрезмерное опережение выпуска.



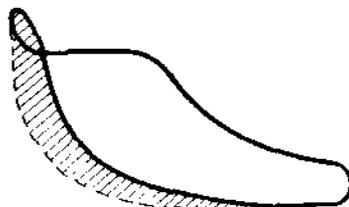
Фиг. 44. Малое предварение выпуска.



Фиг. 45. Высокое противодавление, вследствие неправильной работы конденсационного устройства или малого сечения паровыпускных каналов (паропровода).



Фиг. 46. Высокое сжатие, благодаря раннему закрытию выпускного канала. Такая же диаграмма может получиться при малом давлении впуска.



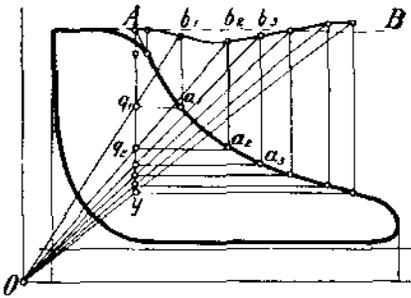
Для выяснения ненормальности диаграмм, подобных фиг. 39, 42 и 45, достаточно измерить давления впуска и выпуска на диаграмме и сравнить их с соответственными показаниями манометров. В этих и остальных приведенных случаях неправильность процесса достаточно ясна и часто легко исправима.

Однако, для окончательного суждения о нормальности рабочего процесса необходимо еще исследовать кривую расширения пара путем определения ее показателя k . Составляя уравнение.

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

для двух любых точек кривой расширения, легко определить показатель k , так как p_1 , v_1 , p_2 и v_2 для выбранных точек известны. Обычно k определяется в начале, середине и в конце кривой расширения (по шести точкам).

Можно рекомендовать для машин, работающих насыщенным паром, графический прием, предложенный профес. Дэрфелем (фиг. 47).



Фиг. 47.

Продолжая линии 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 горизонталь до пересечения с AH 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 (см. § 16-в),

то при расширении пара по закону $pv = const$, линия AB должна представлять из себя горизонтальную прямую. Если же эта линия, называемая характеристикой Дэрфеля, окажется криволинейного очертания, показатель k кривой расширения не равен 1. При этом кривая AB поднимается, если $k < 1$ и опускается, если $k > 1$. В последнем случае кривая расширения идет круче равнобокой гиперболы, в первом — положе ее.

Крутое очертание кривой расширения ($k > 1$) 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 $k > 1$ только в начале расширения; в конце же его перетекание пара в соседнюю полость прекращается, т. к. в последней начинается сжатие пара.

Если $k < 1$ и кривая расширения положе равноугонной 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 k 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 k в различных точках политропы расширения удобнее всего определять аналитически ¹⁾.

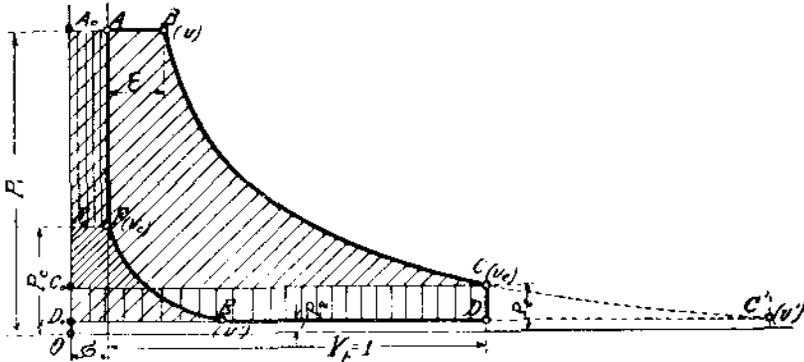
Таким образом, положение основных точек индикаторной диаграммы и определение показателя кривой расширения выясняют в полной мере правильность рабочего процесса машины; при испытании машины такое исследование диаграммы представляется необходимым.

Метод сравнения действительной диаграммы с диаграммой идеального процесса описан в § 14.

¹⁾ Существуют и графический способ Лейнвебера, 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. J.* за 1913 г., стр. 534 и 1988.

§ 22. Исследование индикаторной диаграммы с адиабатическими расширением и сжатием пара.

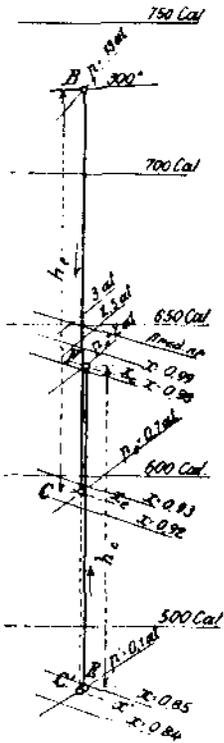
Хотя исследованию подлежит диаграмма машины без потерь тепла, однако, результаты вполне приложимы к действительной машине, т. к.



Фиг. 48.

наличие вредного пространства, сжатие и неполное расширение пара во внимание приняты.

Излагаемый метод предложен проф. Шюле, который взамен ранее применявшихся громоздких вычислений при помощи $p-v$ — диаграммы, ввел в расчеты машины пользование диаграммой $i-s$.



Фиг. 49.

На фиг. 48 представлена индикаторная диаграмма $ABCDEFE$, 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.

Работа пара при расширении изображается косо заштрихованной площадью A_0BCC_0 . Ту же работу, но в тепловых единицах легко получить на $i-s$ диаграмме (фиг. 49), 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_0B на $p-v$ — диаграмме равно 1 кг., то площадь A_0BCC_0 эквивалентна h_0 кал., представляемых вертикалью BC .

Состояние пара в точке E идентично с состоянием в точке C' в конце полного расширения до давления p_2 . На $i-s$ диаграмме точка E определяется продолжением вертикали BC до давления p_2 . Работа сжатия на фиг. 48 изображается площадью F_0EED_0 . Если количество сжимаемого пара равно 1 кг., то работа при сжатии составляет h_1 кал., измеряемых на $i-s$ диаграмме отрезком EF' (от давления p_2 до p_3).

Количество свежего пара, впускаемого в цилиндр, обозначим G кг., количество пара, подвергающегося сжатию — G' кг. Во время расширения в цилиндре, таким образом, работает $(G + G')$ кг.

Так как в точках E и C' (фиг. 48) 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

$$\frac{G'}{G + G'} = \frac{v_c}{v_c} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma} = \psi.$$

При последнем обозначении

$$G' = \frac{\psi}{1 - \psi} G$$

$$G + G' = \frac{1}{1 - \psi} G$$

Если количество свежего пара составляет $G = 1$ кг, то во время расширения работает $\frac{1}{1 - \psi}$ кг, а во время сжатия $\frac{\psi}{1 - \psi}$ кг.

Установив это, можно вычислить работу, представляемую отдельными площадками индикаторной диаграммы $b \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$:

$$\text{пл. } A_0 B C C_0 = + \frac{1}{1 - \psi} h_c$$

$$\text{„ } C_0 C D D_0 = + \frac{1}{1 - \psi} \cdot \frac{1}{427} (p_0 - p_2) v_c$$

$$\text{„ } F_0 F E D_0 = - \frac{\psi}{1 - \psi} h_c$$

$$\text{„ } A_0 A F F_0 = - \frac{\psi}{1 - \psi} \cdot \frac{1}{427} (p_1 - p_2) v_c$$

Алгебраическая сумма этих площадей представляет собою площадь индикаторной диаграммы (работу 1 кг. пара в машине без потерь от теплообмена и пропусков пара)

В тепловых единицах ¹⁾

$$AL'_0 = \frac{1}{1-\psi} (h_0 - \psi h_c) + \frac{10000}{427} \cdot \frac{1}{1-\psi} \left[(p_0 - p_2) v_0 - \psi (p_1 - p_c) v_c \right] \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}} \dots \dots \dots (25)$$

причем давления p выражены в этой формуле в кг/см. ²

Среднее индикаторное давление p_i получится делением работы L'_0 на объем, соответствующий ходу поршня (длине диаграммы). Объем, изображаемый отрезком $C_0 C$, составляет $\frac{1}{1-\psi} v_0$, рабочий же объем

$$\frac{1}{1+\sigma} \cdot \frac{1}{1-\psi} v_0$$

Поэтому

$$p_i = (1 + \sigma) (1 - \psi) \frac{L'_0}{v_0}$$

или:

$$p_i = \frac{1 + \sigma}{v_0} \left\{ 427 (h_0 - \psi h_c) + 10000 [(p_0 - p_2) v_0 - \psi (p_1 - p_c) v_c] \right\} \frac{\text{кг.}}{\text{кв. см.}}$$

$$p_i = (1 + \sigma) \left[\frac{427 (h_0 - \psi h_c)}{10000 v_0} + p_0 - p_2 - \psi (p_1 - p_c) \frac{v_c}{v_0} \right] \frac{\text{кг.}}{\text{см.}^2} \dots \dots \dots (26)$$

Т. к. термический эквивалент 1 сило-часа равен 632 кал., то, зная расход пара на 1 л. с. в час в разбираемом процессе D'_0 , найдем

$$AL'_0 D'_0 = 632$$

откуда

$$D'_0 = \frac{632}{AL'_0} \dots \dots \dots (27)$$

Коэффициент полезного действия процесса, относя его к тепло содержанию острого пара:

$$\eta = \frac{AL'_0}{z_1} \dots \dots \dots (28)$$

При помощи формул (26) и (27) расчет машины можно производить и без построения диаграммы, вводя, однако, поправку на неадиабатичность процесса.

¹⁾ В отличие от работы идеального процесса L_0 (см. § 7), работа в разбираемом случае обозначена L'_0 .

²⁾ Коэффициент η является как бы индикаторным к. п. д. данного процесса (см. § 14). Он мог бы быть назван и термическим к. п. д., если этот процесс считать практически — идеальным.

В машине с полным расширением (до точки C') и полным сжатием (до точки A) работа AL_0' получится из формулы (25) по подстановке вместо h_a и $h_c - h'$ (h' — полное падение тепла, измеряемое отрезком BE на фиг. 49), вместо $p_c - p_2$ и вместо $p_a - p_1$:

$$AL_0' = h'$$

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.

Пример 1).

Паровая машина работает перегретым паром $p_1 = 13$ атм. абс., $t_1 = 300^\circ C$. Давление в конце расширения $p_a = 0,7$ атм. абс., в конденсаторе $p_2 = 0,1$ атм. абс. Расширение и сжатие адиабатические.

Определить среднее индикаторное давление p_1 , расход пара D_0' и к. п. д. η при конечных давлениях сжатия

$$p_a = 1, 2, 6, 10 \text{ атм. абс.}$$

и при величине вредного пространства

$$\sigma = 0,02.$$

Для первого случая ($p_a = 1$) $h_a = 132,7 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$; $h_c = 78 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$ (определено по $i-s$ диаграмме на фиг. 49, 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 $p_a = 0,7$ атм. (v_a)_s = $2,4 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$ (по таблицам), $x_c = 0,927$ (по диаграмме в точке C)

$$v_a = x_c (v_a)_s = 0,927 \cdot 2,4 = 2,23 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}$$

Точно также

$$(v_a)_s = 1,72 \frac{\text{кб. мт.}}{\text{кг.}}; \quad x_c = 0,943; \quad v_c = 1,62 \frac{\text{кб. мт.}^2}{\text{кг.}}$$

Коэффициент

$$\psi = \frac{v_a}{v_c} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma} = \frac{2,23 \cdot 1,02}{1,62 \cdot 1,02} = 0,027$$

По формуле (26)

$$p_1 = 1,02 \left[\frac{427 \cdot (132,7 - 0,027 \cdot 78)}{10000 \cdot 2,23} + 0,7 - 0,1 - 0,027 (13 - 1) \frac{1,62}{2,23} \right]$$

$$p_1 = 2,92 \text{ кг/см.}^2$$

1) Заимствован из Schüle. Technische Thermodynamik, 2 Aufl.

2) На фиг. 49 цифровые данные относятся к $p_a = 2$ атм. абс.

Так как $\frac{1}{1-\psi} = 1,03$, то по формуле (25)

$$AL_0' = 1,03 (132,7 - 0,027 \cdot 78) + \frac{10000}{427} \cdot 1,03 [(0,7 - 0,1) \cdot 2,23 - 0,027 (13 - 1) \cdot 1,62] = 153,8 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$$

Поэтому (форм. 27):

$$D_0' = \frac{632}{153,8} = 4,11 \text{ кг./л. с.-ч.}$$

При начальном теплосодержании

$$i_1 = 728 \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$$

$$\eta = \frac{153,8}{728} = 0,211.$$

Вычисляя те же величины для других давлений сжатия, составим таблицу

| | | | | |
|-----------|-------|-------|-------|--|
| $p_c =$ | 1 | 2 | 6 | 10 атм. абс. |
| $\psi =$ | 0,027 | 0,049 | 0,118 | 0,175 |
| $h_c =$ | 78 | 106,5 | 156,5 | 184 $\frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$ |
| $AL_0' =$ | 153,8 | 155,2 | 157,2 | 156,4 $\frac{\text{кал.}}{\text{кг.}}$ |
| $D_0' =$ | 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. абс. И выше, и ниже этого значения расход пара возрастает, а к. п. д. падает.

Отметим, что при отсутствии сжатия было бы: $D_0' = 4,41$ кг., $\eta = 0,197$, чем и подтверждается необходимость сжатия в машинах с вредным пространством.

Производя те же вычисления для $p_c = 1$ атм. абс. и $\sigma = 0,08$ (в четыре раза большее вредное пространство), найдем

$$D_0' = 5,15 \text{ кг.}$$

$$\eta = 0,168 \text{ „}$$

$$p_i = 2,27 \text{ „}$$

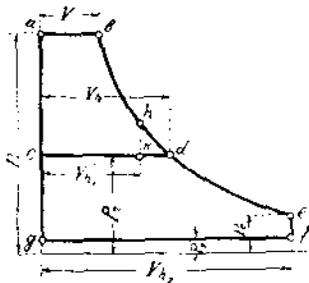
Влияние вредного пространства (независимо от начальной конденсации пара) выясняется на этом примере в полном объеме. Удельный расход пара при увеличении σ с 0,02 до 0,08 повысился на 25%, а к. п. д. машины соответственно понизился.

Следует отметить, что повышение давления сжатия свыше 2 атм. в разобранном примере 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. абс.

4. Машины многократного расширения.

§ 23. Общие сведения.

Если теоретическую диаграмму одноцилиндровой машины (фиг. 50) разделить горизонтальной прямой на две части, мы получим так называемую совокупную теоретическую диаграмму машины двойного расширения.



Фиг. 50.

Площадь *abdc* 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 *abhke*. Рабочий объем малого цилиндра измеряется отрезком V_{h1} (или V_{h1}'); большего — V_{h2} . 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_{h1} (при давлении p_r).

Степень наполнения машины, отнесенная к объему ц. н. д.

$$\varepsilon = \frac{V}{V_{h2}}$$

отнесенная же к объему ц. в. д.

$$\varepsilon' = \frac{V}{V_{h1}} = \varepsilon \cdot \frac{V_{h2}}{V_{h1}}$$

Таким образом, если степень наполнения относить к ц. н. д., то она равна степени наполнения одноцилиндровой машины той же мощности и имеющей тот же объем цилиндра, что и ц. н. д. машины двойного расширения. При исследовании малого цилиндра, как самостоятельной единицы, его степень наполнения больше наполнения одноцилиндровой

машины в отношении объемов цилиндров $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

Так как площадь *abefg* представляет собою индикаторную диаграмму одноцилиндровой машины с рабочим объемом V_{h2} , 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 тандом делаются одинаковыми. В таком случае, обозначая через D_1 и D_2 диаметры цилиндров высокого и низкого давления, найдем:

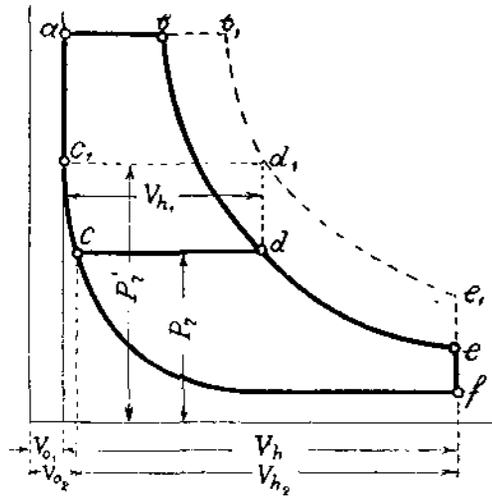
$$V_{h1} = \frac{\pi D_1^2}{4} H; \quad V_{h2} = \frac{\pi D_2^2}{4} H$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}} \dots \dots \dots (29)$$

Если ту же диаграмму $abefg$ разделить на три части, то мы будем иметь совокупную диаграмму машины тройного расширения, состоящую из диаграмм 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. 51), то совокупная диаграмма будет совпадать с диаграммами отдельных цилиндров лишь при условии одинакового объема вредного пространства в цилиндре высокого давления и в одноцилиндровой машине.

На фиг. 51 V_{h1} и V_{h2} обозначают по-прежнему рабочие объемы цилиндров машины двойного расширения, а V_{o1} и V_{o2} относящиеся к ним объемы вредных пространств. Вредное пространство ц. в. д. имеет тот же объем, что и в одноцилиндровой машине с рабочим объемом V_h .



Фиг. 51.

последний в этом случае несколько отличается от объема V_{h2} цилиндра низкого давления.

Линия cd , 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.

§ 24. Преимущества и недостатки машин многократного расширения.

В §§ 8 и 11-в 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 влекут беспокойную работу машины: изменение наполнения лишь на несколько процентов вызывает уже значительные колебания в работе 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 и температуры пара распределяется на несколько ци-

линдров, благодаря чему уменьшаются потери от утечки и от начальной конденсации пара. Давление на поршень в каждом из цилиндров уменьшается, чем облегчается 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_6 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_6 уменьшается степень наполнения, а это, как указывалось выше, нежелательно для одноцилиндровой машины, но вполне допустимо для машины многоступенчатой. В последних машинах обычно давление p_6 в конце расширения составляет 0,6—0,9 атм. абс. (при работе на конденсацию), а при очень высокой стоимости топлива доходит даже до $p_6 = 0,4$ атм. абс.

Недостатки машин многократного расширения сравнительно невелики и во многих случаях не играют существенного значения. Недостатки эти сводятся к следующим:

1) Высокая (по сравнению с одноцилиндровой) стоимость машины, увеличивающая расходы на амортизацию и на оплату процентов на затраченный капитал.

2) Повышенная стоимость эксплуатации, вследствие увеличения расходов на ремонт, обслуживание и смазку машины.

3) Незначительное понижение механического коэффициента полезного действия, 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. 51, должно изменяться давление в ресивере. При увеличении нагрузки, например, диаграмма ц. в. д. принимает вид $ab_1d_1c_1$, а ц. н. д. — $e_1d_1e_1fc$. Давление в ресивере повышается с p_r до p'_r . Независимо от того, что изменяется распределение работы между цилиндрами (увеличилась лишь диаграмма ц. н. д.), самый переход к новому режиму работы происходит лишь постепенно. Большое количество пара, выходящего из ц. в. д. в начале 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 устранимы передачей действия регулятора и на цилиндр низкого давления (в машинах тройного расширения — на средний цилиндр). В этом случае давление в ресивере остается постоянным, а степень наполнения большого цилиндра увеличивается или уменьшается в соответствии с изменением наполнения

малого цилиндра. При этом распределение работы между цилиндрами остается приблизительно постоянным.

В отношении выбора типа машины двойного расширения, следует отметить, что машина тандэм является более предпочтительной, как по меньшей ее стоимости и площади занимаемого места, так и по удобству обслуживания.

§ 25. Отношение объемов цилиндров.

При проектировании машины отношение объемов цилиндров находится выбором давления в ресивере p_r . Проведя на совокупной диаграмме (фиг. 51) прямую cd (в предположении безконечно большого объема ресивера) на высоте p_r , находим отношение

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} \quad (1)$$

При выборе давления в ресивере руководствуются выполнением следующих условий:

1) Равные падения температур пара в обоих цилиндрах, т. е. 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.

2) Распределение мощности машины поровну между обоими цилиндрами, что способствует равномерности хода машины. Совокупная диаграмма должна быть разделена при этом линией cd 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

$$(p_1 - p_r) \cdot \frac{\pi D_1^2}{4} = (p_r - p_2) \cdot \frac{\pi D_2^2}{4}$$

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{p_r - p_2}{p_1 - p_r}$$

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 тандэм, в которых оба цилиндра работают на один кривошип, два последних условия не имеют существенного значения и по отношению к этим машинам можно руководствоваться первым правилом — равенством падения температур. При проектировании машин — компаунд целесообразно руководствоваться вторым правилом, соблюдая приблизительно и третье условие.

¹⁾ Конечно, приближенно, но с достаточной для практики точностью.

Обычно в машинах двойного расширения

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{1}{2,2} : \frac{1}{3}$$

В машинах тройного расширения

$$\frac{V_{h1}}{V_{h3}} \text{ и } \frac{V_{h3}}{V_{h2}} = \frac{1}{2,1} : \frac{1}{2,8}$$

(V_{h3} — объем цилиндра среднего давления).

Объем ресивера в значительной мере влияет на очертание линии od' (фиг. 51). 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

$$V_r = V_{ht}.$$

Следует отметить, что в машинах тандэм и машинах компаунд с углом заклинения кривошипов на 180° , объем ресивера мог бы равняться нулю¹⁾; в машинах с другими углами заклинения кривошипов (90 или 120°) необходим ресивер конечного объема.

§ 26. 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 машины.²⁾

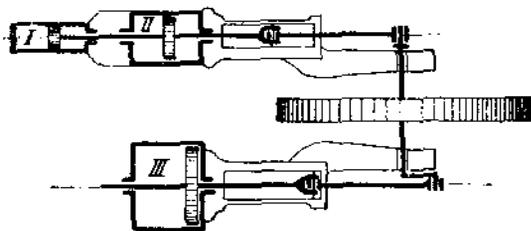
Для горизонтальных машин наибольшее распространение получили тандэм-машины, занимающие меньшую площадь пола и более дешевые, чем машины компаунд. Последнее обстоятельство объясняется наличием лишь одного комплекта основных частей движения в системе тандэм, меньшей длиной вала и меньшим числом подшипников, чем в машине компаунд.

Для вертикальных машин подходящей системой расположения цилиндров является тип компаунд. Система тандэм применяется реже, так как машина получается слишком высокой.

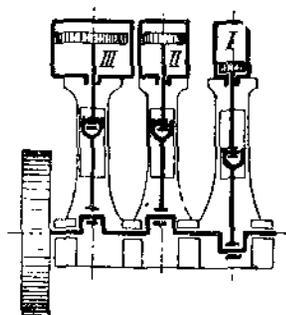
¹⁾ Примером такой конструкции может служить машина Вестингауза.

²⁾ Это подтверждается, между прочим, данными о расходе пара машин сист. Ван-Дер-Керхов, которые в Германии строят 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.

В машинах тройного расширения применяют часто систему тандем—компаунд (фиг. 52); однако для вертикальных машин более конструктивным является расположение цилиндров рядом (фиг. 53).



Фиг. 52.



Фиг. 53.

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).

При нормальной же конструкции Штумпфа, давление в конце сжатия в ц. в. д., благодаря значительному давлению в ресивере, будет превышать давление впуска.

Для работы в качестве цилиндра низкого давления прямоточные цилиндры могут применяться с большим успехом.

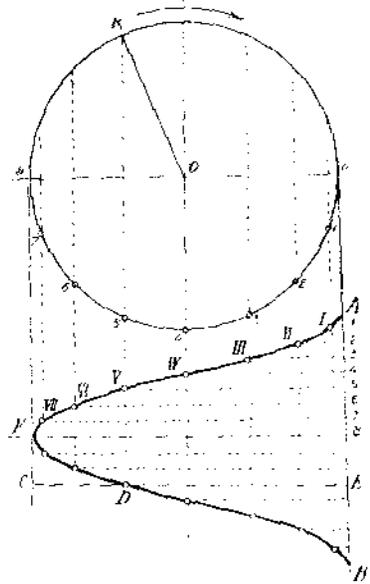
Однако, и здесь имеется опасность образования петли отрицательной работы в конце сжатия. Во избежание этого необходимо работать с высоким вакуумом и значительным давлением в ресивере, что связано с малым отношением объемов цилиндров $\left(\frac{V_{h1}}{V_{k2}} \right)$.

Прямоточный цилиндр низкого давления применяется в последних конструкциях локомотивов Вольфа.

§ 27. 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.

Описываем из центра O (фиг. 54) 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 из себя время одного оборота (или двух ходов поршня). Разделив отрезок AB на столько же равных частей, что и окружность, мы получим отрезки $A1', 1'2'$. . . представляющие собою времена, в течение которых палец кривошипа проходит пути $O1, 12, . . .$. Проведя вертикали через точки $O, 1, 2 . . .$ до пересечения с горизонталями через точки $A, 1', 2' . . .$ получим ряд точек $I, II, . . .$, принадлежащих кривой пути поршня в функции времени. Так как освобождаемый поршнем объем цилиндра пропорционален пути поршня, то отрезки $1'I, 2'II . . .$ представляют собою в известном масштабе объемы одной из полостей цилиндра при том или ином положении кривошипа ¹⁾ Кривая AI' соответствует нижней полуокружности (при вращении кривошипа по часовой стрелке), кривая $F'B$ — верхней полуокружности вращения кривошипа. Для произвольного положения кривошипа OK отрезки ED и DC представляют собою объемы правой и левой полостей цилиндра



Фиг. 54.

§ 28. Построение индикаторной диаграммы тандэм-машины или машины компаунд с кривошипами под углом 180°.

Построив, согласно указаний в § 23, совокупную диаграмму, определяем из нее отношение объемов цилиндров $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$ сообразуясь, конечно, с нормально применяемыми величинами. Задаемся в зависимости от рода парораспределения объемами вредных пространств каждого из цилиндров. Объем ресивера V_r , если размер его не задан, принимаем равным объему малого цилиндра:

$$V_r = V_{h1}$$

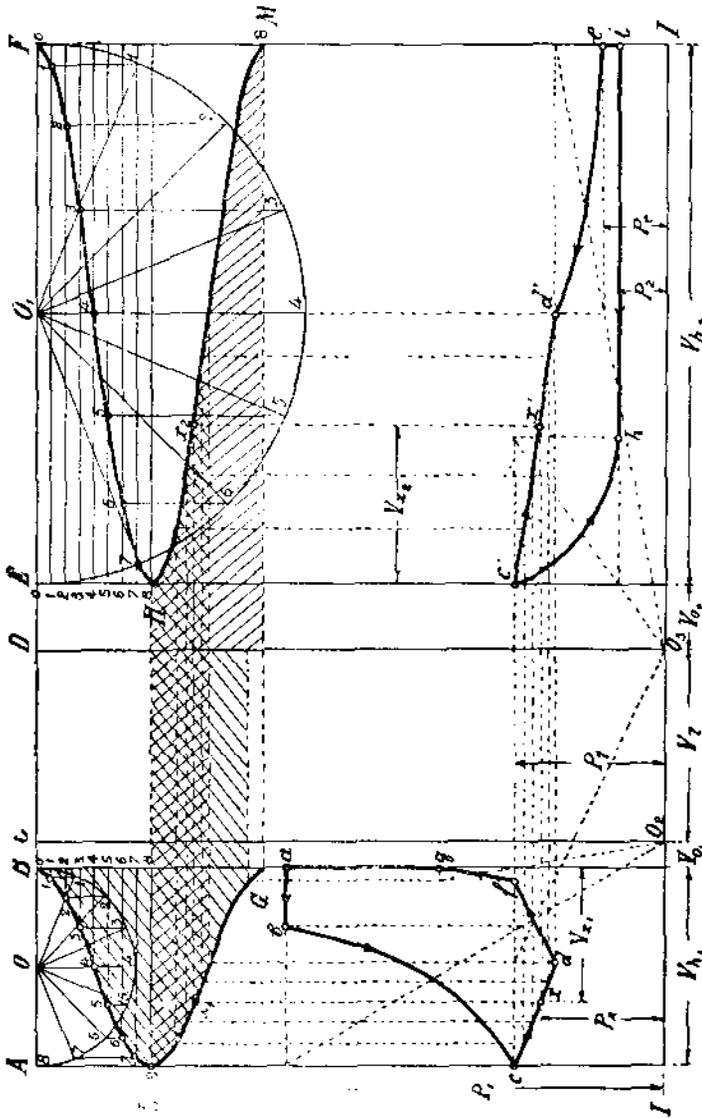
Откладываем последовательно в избранном масштабе ²⁾ отрезки (фиг. 55)

$$\begin{aligned} AB &= V_{h1} \\ BC &= V_{o1} = \sigma_1 V_{h1} \\ CD &= V_r \\ DE &= V_{o2} = \sigma_2 V_{h2} \\ EF &= V_{h2} \end{aligned}$$

¹⁾ При построении диаграммы шатун принят бесконечно большой длины. Для точных построений следует принимать во внимание конечность шатуна.

²⁾ Удобный масштаб: $V_{h1} = 100$ мм.

Под отрезками AB и EF строим кривые объемов BLG и FHM (см. § 27). В соответствии со схемой тандэм-машины (Фиг. 2), вершины L и H обеих кривых лежат на одной горизонтали.



Фиг. 55.

Выбрав ось 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 степень наполнения ϵ по отношению к объему ц. н. д., то при нахождении длины ab необходимо эту степень наполнения увеличить в отношении $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

От точки b строим известным методом кривую расширения bc в ц. в. д. (полюсом построения служит точка O_2).

Если пренебречь предварением выпуска (что для практических целей вполне допустимо), то в точке c цилиндр высокого давления сообщается

с ресивером. Так как в этот же момент (пренебрегая предварением впуска) начинается выпуск пара в цилиндр низкого давления то от точки e (e' 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 расширенная ed подчиняется закону

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

Построение кривой ed производится следующим образом.

Для точки e нам известны: общий объем, занимаемый паром $V_{M1} + V_{01} + V_c + V_{02}$ (на объемной диаграмме сумма эта измеряется отрезком $1.H$) и давление пара p_c . Любую точку x искомой кривой на расстоянии V_{x1} от вертикали, ограничивающей ц. в. д., мы можем наметить, определив давление p_x из уравнения:

$$p_c (V_{M1} + V_{01} + V_c + V_{02}) = p_x (V_{x1} + V_{01} + V_c + V_{02} + V_{x2})$$

где V_{x2} — объем полости ц. н. д., соответствующий положению поршня в. д. в точке x . Сумма объемов для точки x определяется при помощи объемных кривых отрезком $x_1 x_2$.

Таким образом,

$$p_x = p_c \frac{1.H}{x_1 x_2}$$

Таким способом может быть найдено любое число точек на кривой расширения ed . 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 впуска) задаемся давлением p_e в конце расширения в ц. н. д. (см. § 16-б) и от точки e строим кривую расширения ed' . Полюсом построения служит точка O_3 .

Точку d' переносим на диаграмму в. д. (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_3 , 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 e 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 ih и определяем положение точки h построением кривой сжатия $e'h$. При этом исходим из точки e' , т. е. доводим сжатие до давления p_r при впуске в большой цилиндр. Полюсом построения служит точка O_3 .

Направление всех кривых при их построении указано стрелками. Штриховкой кривых объемов отмечены отдельные фазы парораспределения. Перекрестной штриховкой обозначена область совместной работы всех трех объемов.

с ресивером и между ними происходит выравнивание давлений. Затем все еще до прихода поршня в точку *e* происходит расширение пара в ц.в.д. и в ресивере, продолжающееся до начала впуска в ц.н.д. Так как впуск пара в большой цилиндр также начинается до прихода поршня в мертвое положение, то на некотором весьма малом пути поршней происходит сжатие пара в обоих, уже сообщенных цилиндрах и в ресивере. Наконец, по приходе поршня в.д. в точку *e* начинается вышеизложенный процесс расширения пара.

Точное построение этих процессов, происходящих на 5—10% хода поршня в обычно применяемых масштабах почти невозможно. Площадь диаграммы при таком построении существенно не изменяется. Поэтому, мы считаем возможным ограничиться вышеизложенным упрощенным методом, дающим, однако, для практических целей вполне надежные результаты ¹⁾.

§ 29. Построение индикаторной диаграммы машины двойного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 90° (машина компаунд).

Как и в предыдущем параграфе откладываем по линии *AF* (фиг. 57) в последовательном порядке объемы:

1) малого цилиндра (*AB*), его вредного пространства (*BC*), ресивера (*CD*), вредного пространства большого цилиндра (*DE*), большого цилиндра (*EF*).

Строим кривые объемов *KLM* и *GHJ*. 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° друг по отношению 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 $l-l$ откладываем давление впуска в ц.в.д. — *p₁* и от точки *a* проводим линию наполнения *ab*. Степень наполнения определяется из совокупной диаграммы. Из точки *b* строим кривую расширения *bc* (в случае насыщенного пара — как гиперболу из полюса *O₂*). В конце расширения (точка *e*) ц.в.д. приходит в сообщение с ресивером (предварением выпуска пренебрегаем). В отличие от машины тандэм, ц.н.д. в этот момент не сообщается с ресивером, так как в соответственной полости большого цилиндра происходит еще выпуск (или сжатие) пара — поршень находится в среднем положении.

Поэтому, при движении поршня ц. в д. из точки *e* вправо, пар из этого цилиндра поступает в ресивер и, вследствие конечности объема этого последнего, — сжимается. На диаграмме этот процесс изображается линией *ed*, строящейся, как равнобокая гипербола из полюса *O₃* (в процессе принимают участие ц.в.д., его вредное пространство и ресивер).

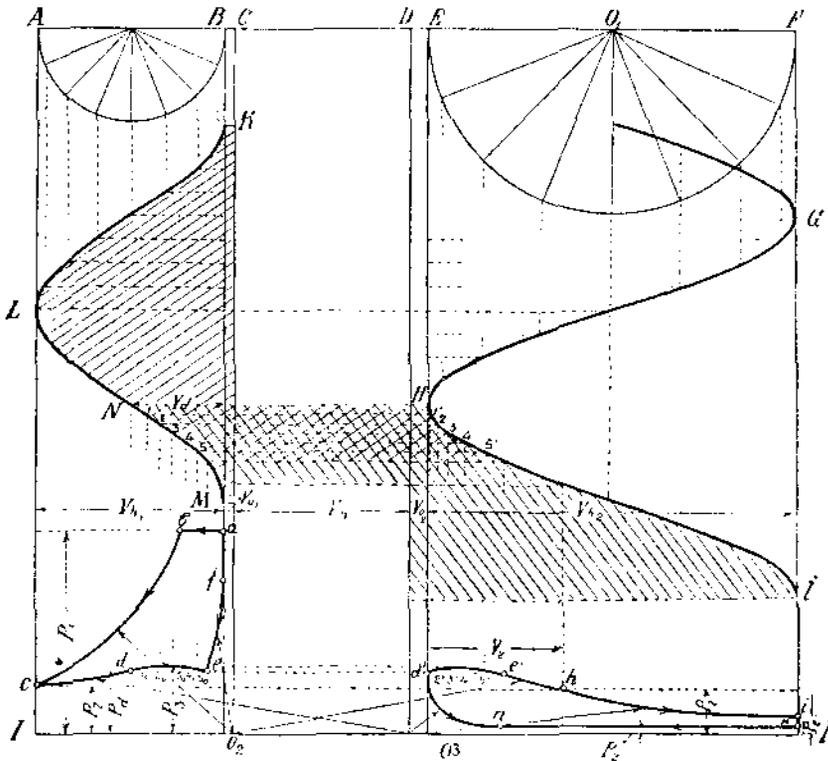
Указанный процесс продолжается до момента прихода в мертвое положение поршня ц. н д. и, следовательно, начала впуска в последний (пренебрегая предварением впуска). Это произойдет при среднем положении поршня ц.в.д. в точке *d*.

При дальнейшем движении поршней начнется совместный процесс обоих цилиндров: пар, выходящий из малого цилиндра, через ресивер переходит в большой цилиндр. Линия выпуска из первого цилиндра служит

¹⁾ Интересующимся точным построением можно рекомендовать брошюру проф. А. В. Угарова: „Графическое изображение рабочего процесса машин-тандэм“ Томск. 1913.

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 в остальных объемах (ц.в.д. и ресивере). Для этого необходимо сжатие в большом цилиндре довести до давления p_a .

Кривая совместного процесса обоих цилиндров на диаграмме высокого давления строится по точкам по закону $pv = const$.



Фиг. 57.

Для начала построения нам известны координаты точки d : давление p_a и объем: $V_d + V_{01} + V_r + V_{02}$. Для любой точки z , соответствующей объему V_z ц.в.д., можно написать уравнение

$$p_a NH = p_z (\bar{z} - z'),$$

где p_z — неизвестное нам давление в точке z , а $\bar{z} - z'$ — сумма участвующих в процессе объемов, измеряемая расстоянием между кривыми объемов.

Из уравнения определяем p_z и следовательно, положение точки z_0 на индикаторной диаграмме в.д. Эту точку переносим на диаграмму н.д. при посредстве кривой объемов. Искомая точка z'' лежит на пересечении горизонтали, проведенной через точку z_0 , с вертикалью — через точку z' .

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 находящийся 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 в.д. убывает, а н.д. 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 одной атмосферы ниже давления впуска p_1 . Из точки f строится кривая сжатия до пересечения с кривой совместного процесса в точке e . Полюсом 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_3 . 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 e не происходит.

Наполнение ц. н. д. указано на чертеже в виде отрезка V_2 .

Чтобы закончить диаграмму н. д., необходимо от точки h построить кривую расширения hi (равнобокая гипербола из полюса O_3), провести линию выпуска на высоте p_2 и построить кривую сжатия пара, исходя из точки d' . Начало сжатия находится при пересечении с линией выпуска в точке n . Кривая $d'n$ строится из полюса O_3 .

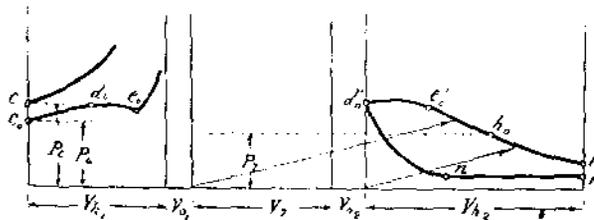
Если давление p_0 в конце расширения в цилиндре н. д. окажется слишком большим, — необходимо повысить точку f в малом цилиндре, вследствие чего повысятся точки e и e' и уменьшится наполнение V_2 большого цилиндра.

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.

Если положение основных точек обеих диаграмм не удовлетворит тем или иным предъявленным требованиям, то легко достигнуть перемещения этих точек при помощи перепада давлений.

Последний может происходить в двух точках: e и d и, взятый в небольших пределах, благоприятно отзывается на работе машины.

Для получения перепада в конце расширения в ц. в. д. (точка e), 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_0 в конце расширения малого цилиндра).



Фиг. 58.

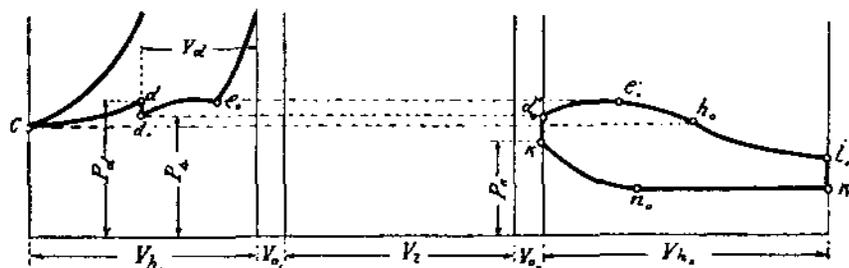
Поэтому, при сообщении в точке e ц. в. д. с ресивером произойдет смешение паров разных давлений: 1) пара давлением p_0 , занимающего объем ц. в. д. V_{h1} и его вредного пространства V_{01} и 2) пара давлением p_r , находящегося в ресивере — V_r . По закону Дальтона давление смеси (см. фиг. 58)

$$p_4 = \frac{p_0 (V_{h1} + V_{01}) + p_r V_r}{V_h + V_{01} + V_r}$$

Давлением p_4 определяется положение точки c_0 , и в дальнейшем построение совершается также, как описано выше.

Точки d и e (фиг. 57) 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 выпуска в этот цилиндр. При положении поршня в. д. в точке d происходит сообщение малого цилиндра и ресивера с большим цилиндром. Если в последнем давлении ниже, чем в первых двух объемах, — произойдет выравнивание давлений.



Фиг. 59.

Обозначим давление в точке d — p_d (см фиг. 59), объем ц. в. д. при этом — V_d , давление в конце сжатия в ц. н. д. — p_k . Пар давлением p_d до смешения занимал объем $V_d + V_{01} + V_r$, пар давлением p_k — объем V_{02} .

Давление смеси

$$p_4 = \frac{p_d (V_d + V_{01} + V_r) + p_k \cdot V_{02}}{V_d + V_{01} + V_r + V_{02}}$$

Отметив на высоте p_4 точку d_0 , дальнейшее построение производим вышеописанным методом.

Кривая $d_0 e_0$ будет лежать ниже кривой de на фиг. 57.

Точки d_0 и e_0 соответствуют по высоте точкам d_0 и e_0 .

§ 30. 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. 53. Построение индикаторных диаграмм для горизонтальных машин тройного расширения с расположением цилиндров по фиг. 52 (тандем — компаунд) представляет собой соединение методов, разобранных в двух предыдущих параграфах.

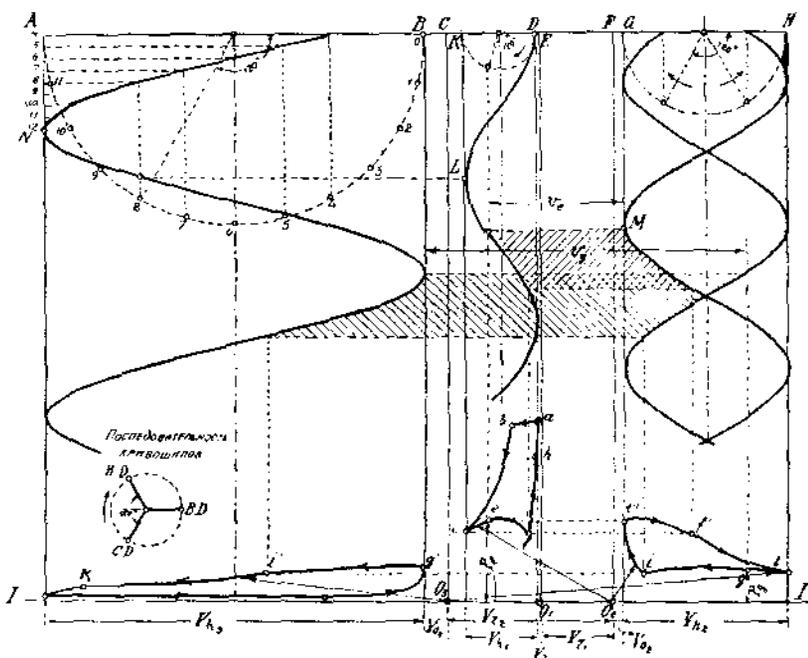
В машинах с тремя кривошипами последние заклиниваются обычно под углом 120° друг к другу, причем последовательность (по направлению вращения) кривошипов такова: 1) низкого давления, 2) среднего давления, 3) высокого давления.

Для удобства построений объемы цилиндров и ресиверов откладываются на диаграмме не последовательно, а в порядке, указанном на фиг. 60.

- $AB = V_{h3}$ — рабочий объем ц. н. д.
- $BC = V_{o3}$ — объем вредного пространства ц. н. д.
- $CF = V_{r2}$ — „ второго ресивера
- $FG = V_{o2}$ — „ вредного пространства ц. ср. д.
- $GH = V_{h2}$ — „ ц. ср. д.
- $FE = V_{r1}$ — „ первого ресивера
- $ED = V_{o1}$ — „ вредного пространства ц. в. д.
- $DK = V_{h1}$ — „ ц. в. д.

Отношение объемов цилиндров определяется из совокупной диаграммы, которая обычно делится на три, равные по площади, части. Далее принимают:

$$V_{r1} = V_{h1} \text{ и } V_{r2} = V_{h2}$$



Фиг. 60.

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 кривых 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 в. д. В точке c начинается выпуск пара в первый ресивер (предварением выпуска пренебрегаем). Линия cc' (сжатия в ц. в. д. и первом ресивере) строится, как равнобокая гиперболы из полюса O_2 . В точке c' начинается впуск в ц. ср. д. по кривой ef , которая строится по точкам (заданы p_1 и p_2). 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 вышерассмотренных случаях точка f' лежит на высоте f .

Кривая расширения $f'l$ строится из полюса O_2 . lg — представляет собою линию сжатия в ц. ср. д. и втором ресивере (из полюса O_2), gi — перепуск в ц. н. д. Последняя кривая строится по точкам, исходя из заданных p_g, v_g . Точка i может лежать на одной высоте с точкой l или ниже ее ¹⁾. 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' .

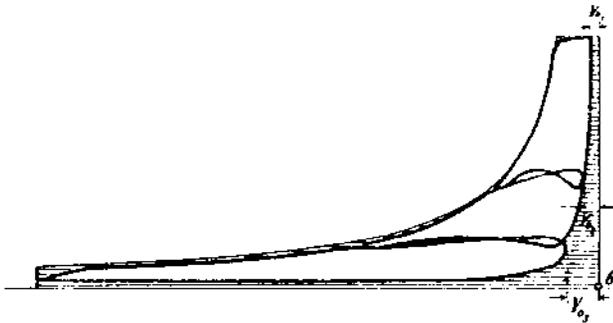
На диаграмме низкого давления точка i' на одной высоте с точкой i ; кривая расширения строится из полюса O_3 , кривая сжатия из того же полюса обратным путем (от точки g').

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 l , располагая точки f и i ниже точек c и l и прекращая в этих точках (f, i) выпуск пара из цилиндров.

На диаграммах объемов заштрихованы области совместного процесса в двух цилиндрах.

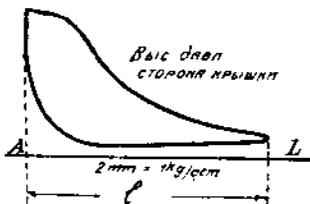
§ 31. Ранкинизирование индикаторных диаграмм.

Построенные на фиг. 60 диаграммы совмещены в одной диаграмме на фиг. 61. Здесь же построена диаграмма одноцилиндровой машины, причем линия расширения проведена как равнобокая гиперболола. Заштри-

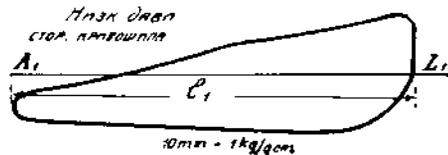


Фиг. 61.

хованные площади представляют собою потери, причем особенное внимание следует обратить на потери во время расширения, обусловленные самим принципом многократного расширения.



Фиг. 62.



Фиг. 63.

Для того чтобы получить подобную же картину при помощи действительных диаграмм, снятых с машины, последние необходимо привести

¹⁾ На фиг. 60 точка i выбрана на одной высоте с точкой l .

к одному масштабу. Построения эти предложены Рэнкиным и называются рэнкинизированием диаграмм.

На фиг. 62 и 63 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 $m_1 = 10$).

Длину диаграммы в. д. оставляем без изменения. Диаграмму н. д. 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 $\frac{D_2}{D_1^2}$.

Если, напр. $l_1 = 54$ мм., $l = 32$ мм., то рэнкинизированная диаграмма н. д. должна иметь длину

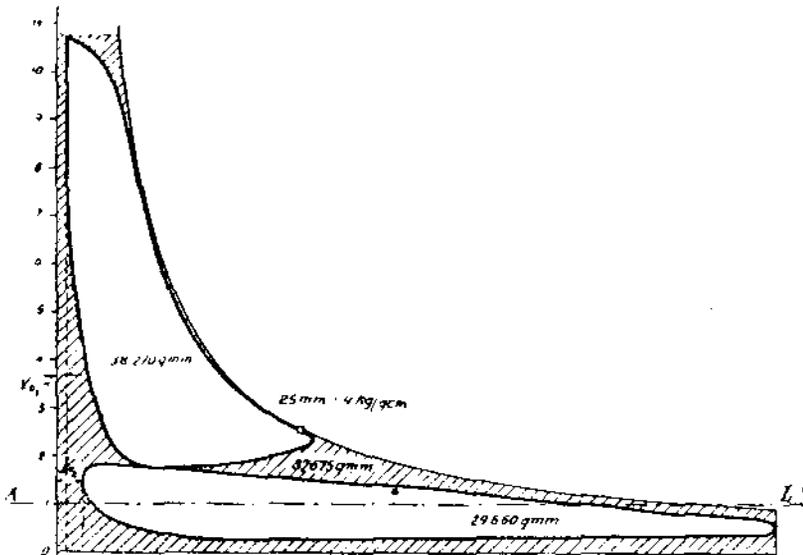
$$\bar{L} = \frac{32 \cdot 710^2}{430^2} = 88 \text{ мм.}$$

Масштаб давлений оставим без изменения в диаграмме н. д., в диаграмме же в. д. ординаты увеличим в $\frac{m_1}{m}$ раз.

В нашем случае

$$\frac{m_1}{m} = \frac{10}{2} = 5.$$

В общих осях координат диаграммы располагаются так, чтобы они отстояли от оси ординат на величины своих вредных пространств (фиг. 64).



Фиг. 64.

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. абс. для работы на атмосферу и при нулевом давлении для работы на конденсацию. Вредное пространство и сжатие отсутствуют.

Отношение суммы площадей рэнкинизированных диаграмм к площади совокупной диаграммы называется коэффициентом полноты.

Величины площадей для разобранных примера указаны на фиг. 64. Коэффициент полноты равен

$$\frac{38270 + 29660}{87675} = 0,775.$$

Средними значениями для коэффициента полноты могут служить

0,6—0,7 в машинах двойного расширения,
0,55—0,65 в машинах тройного расширения.

§ 32. Мощность машин 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_{i1} и p_{i2} (давления эти определяются из диаграмм так же, как и для одноцилиндровой машины), найдем суммарную площадь обеих диаграмм

$$Q = p_{i1} V_{h1} + p_{i2} V_{h2}.$$

Среднее индикаторное давление обоих цилиндров, отнесенное к объему ц. н. д.

$$p_i = \frac{Q}{V_{h2}} = p_{i1} \frac{V_{h1}}{V_{h2}} + p_{i2}.$$

Во многих случаях можно обойтись и без определения p_{i1} и p_{i2} в отдельности. Измеряются площади обеих диаграмм и сумма их Q делится на длину диаграммы низкого давления V_{h2} . Полученная величина среднего индикаторного давления подставляется в формулу

$$N_* = \gamma_{pm} \frac{F_2 c_m p_i}{75}$$

F_2 —здесь обозначает площадь поршня ц. н. д.

При заданной мощности из той же формулы определяется F_2 , а диаметр ц. н. д. находится из соотношения

$$0,97 \frac{\pi}{4} \frac{D_2^2}{4} = F_2$$

Диаметр ц. в. д.

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}}.$$

Если учитывать точно полезные площади обоих поршней и индикаторные давления в каждой из полостей цилиндров, то мощность машины следует определять по более точной формуле:

$$N_* = \gamma_{pm} \frac{c_m}{2,75} (F_1' p_{i1}' + F_1'' p_{i1}'' + F_2' p_{i2}' + F_2'' p_{i2}'') \dots \dots (30)$$

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.

Ход поршня машины (при проектировании) определяется из формулы

$$H = \frac{30 \cdot c_m}{n}$$

c_m — принимается 2—3 мт./сек., редко до 4-х мт./сек.

Отношение $\frac{H}{D_2}$ 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, при чем под D_2 , F_2 и здесь надо понимать диаметр и площадь поршня ц. н. д.

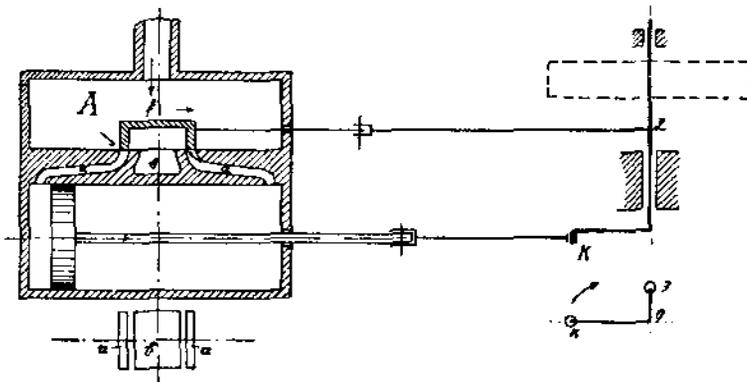
ЧАСТЬ II.

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВЫХ МАШИН.

1. Золотниковые распределения.

§ 33. Простой коробчатый золотник.

В простейшем случае парораспределение паровой машины может быть осуществлено при помощи простого коробчатого золотника без перекрыш (фиг. 65). С цилиндром машины отливается



Фиг. 65.

заодно так называемая золотниковая коробка *A*. В этой коробке имеется чисто выстроганная и прищабренная плоскость, именуемая золотниковым зеркалом. В зеркале прорезано три канала — два (*a*) 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.

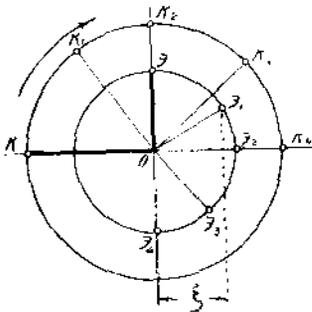
Рассмотрим окружности вращения кривошипов главного и золотникового, последняя из которых обыкновенно имеет меньший диаметр (фиг. 66).

В то время, когда главный кривошип находится в положении *OK*, соответствующем мертвому положению поршня, — золотниковый кривошип находится в положении *ОЭ*, 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 направлению стрелки. Поршень также выходит из своего мертвого положения и движется вправо.



Фиг. 66.

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. 67).

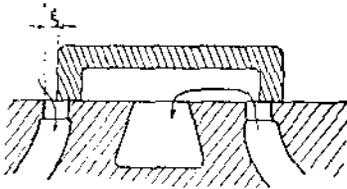
Таким образом, золотник из своего среднего положения прошел путь ξ , измеряемый от кромки канала до края золотника.

Очевидно, что при выходе золотника из среднего положения пар, находящийся в золотниковой коробке, будет поступать в паровой цилиндр и оказывать давление на поршень, толкая его вправо. В то же время в левой 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.

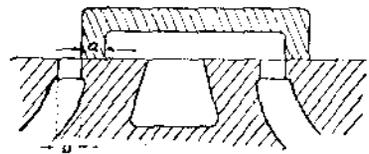
Когда главный кривошип займет свое среднее положение OK_2 под углом 90° к начальному положению, то золотниковый кривошип станет в положение OZ_2 , которое будет правым мертвым положением золотника. Золотник относительно зеркала расположится, согласно фиг. 68.

Он полностью откроет канал, так как ширина последнего, которую мы обозначим a , делается равной радиусу золотникового кривошипа: $a = OZ_2$.

При дальнейшем вращении кривошипов, когда главный кривошип идет в положение OK_3 , золотниковый кривошип будет находиться в OZ_3 . 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.



Фиг. 67.



Фиг. 68.

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 OK_4 , а поршень в свое правое мертвое положение, то золотниковый кривошип, опережая на угол 90° , станет в положение OZ_4 .

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 1-ой половине хода поршня канал постепенно открывается

золотником,двигающимся вправо, а во 2-й половине хода поршня канал постепенно закрывается золотником,двигающимся влево.

Выпуск пара также происходит на протяжении всего хода поршня.

Индикаторная диаграмма такой машины очевидно представляет собой прямоугольник $abcd$, изображенный на фиг. 69.

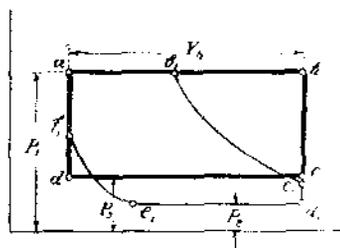
Такая диаграмма является неприемлемой потому, что давление p_1 в точке b не может сразу упасть до давления выпуска p_2 .

Если такую машину осуществить, то давление выпуска в ней было бы некоторое $p_3 > p_2$.

Строя диаграмму $a_1b_1c_1d_1e_1f_1$ 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.

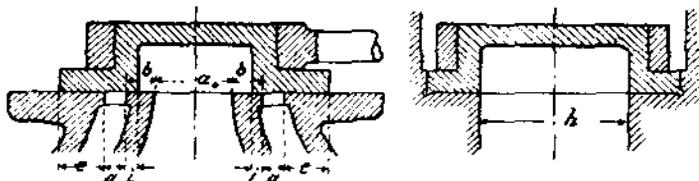


Фиг. 69.

§ 34. 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. 70).



Фиг. 70.

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 .

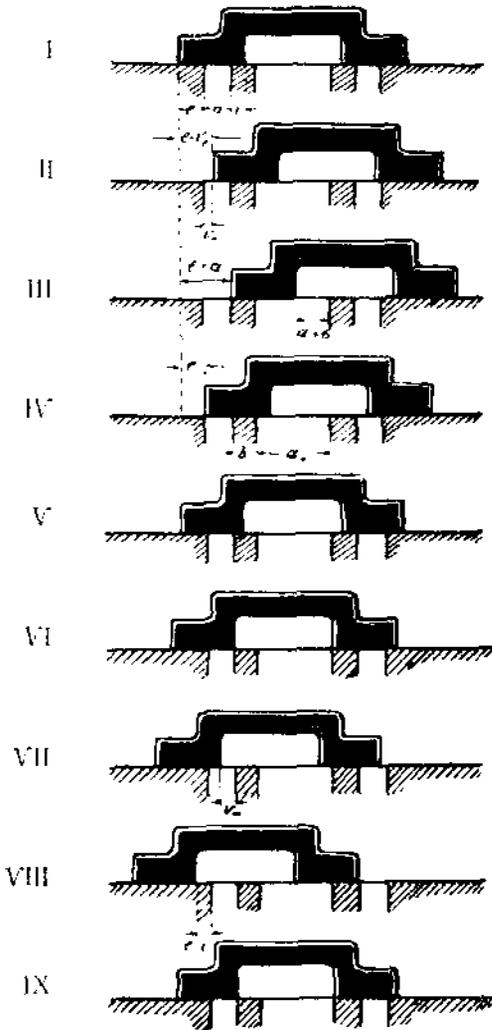
Простой коробчатый золотник имел толщину своих стенок как раз равную a . Стенки же этого золотника имеют лапы, перекрывающие канал снаружи на величину e и внутри на величину i .

Перекрыша e называется внешней перекрышей, а перекрыша i — внутренней перекрышей золотника.

Среднему положению простого коробчатого золотника соответствовало мертвое положение поршня. Здесь, очевидно, при среднем положении золотника поршень не может быть в мертвом положении, так как при мертвом положении поршня должен начаться выпуск 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 перекрышки e . Но при мертвом положении поршня, канал уже должен быть открыт на некоторую небольшую величину, для того, чтобы осуществить предварение впуска (см. фиг. 71—II). Величина эта v_0 называется линейным предварением впуска



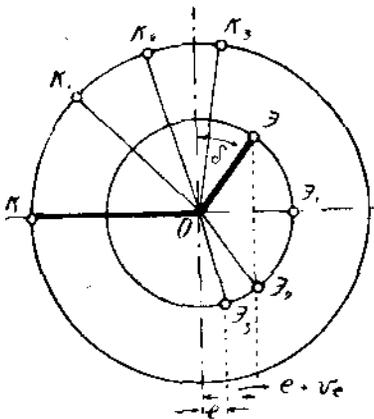
Фиг. 71.

| Характеристика положения золотника по отношению к левой полости цилиндра | Направление движения | |
|---|----------------------|--------|
| | Золотника | Поршня |
| Среднее положение золотника. | Вправо | Влево |
| Золотник открывает окно на величину линейного предварения 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 предварения выпуска. Поршень в правом мертвом положении. | " | — |
| Левое мертвое положение золотника. | — | Влево |
| Начало сжатия. | Вправо | " |

Таким образом при мертвом положении поршня золотник должен быть сдвинут из своего среднего положения на величину:

$$\xi = e + v_0$$

Обратимся теперь к кривошипной диаграмме (фиг. 72). Начертим по прежнему две окружности: большую окружность для главного кривошипа радиусом OK и меньшую окружность для золотникового кривошипа, имеющую радиус $OЭ$.



Фиг. 72.

При простом коромысле золотник, золотниковый кривошип опережал главный на угол 90° . В данном же случае, при мертвом положении поршня, а, следовательно, и главного кривошипа, золотник не может быть в среднем положении, а должен быть сдвинут на величину $e + v_e$. Поэтому, при мертвом положении главного кривошипа, золотниковый кривошип должен находиться в таком положении $OЭ$, при котором проекция $OЭ$ на горизонтальную ось будет равна

$$e + v_e$$

Направление $OЭ$ 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).

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 же случае имеется угол опережения, и при мертвых положениях кривошипа золотник не находится в среднем положении, а сдвинут на величину $e + v_e$.

Дальнейшая работа механизма протекает следующим образом.

Когда золотниковый кривошип займет положение $OЭ_1$, соответствующее мертвому положению золотника, то на золотниковом зеркале золотник расположится так, как показано на фиг. 71-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 $OЭ_2$, причем проекция $OЭ_2$ на горизонтальную ось будет $e + v_e$. 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 $OЭ_3$, 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. 71-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 подобно 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, постолько 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:

$$\xi = e + r_e;$$

момент полного открытия окна, при движении золотника вправо, выражается уравнением

$$\xi = e + a \text{ или } \xi = r;$$

где r — представляет из себя радиус золотникового кривошипа.

Момент начала впуска характеризуется уравнением:

$$\xi = e.$$

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.

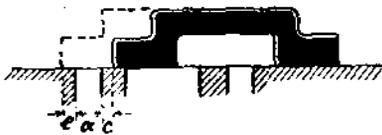
Разница только та, что при начале впуска золотник движется вправо, а в момент отсечки — влево.

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 совпадает с внутренней кромкой золотника (см. фиг. 71-VI). Поэтому начало выпуска характеризуется уравнением:

$$\xi = i.$$

В таком же положении золотник будет находиться и в момент прекращения выпуска; поэтому, момент конца выпуска или начала сжатия также выражается уравнением:

$$\xi = i.$$



Фиг. 73.

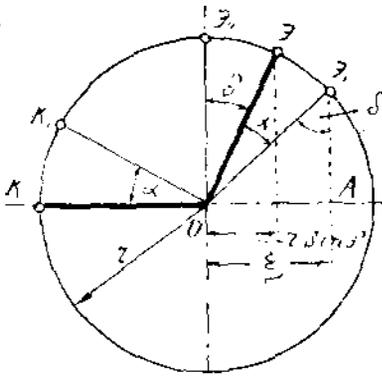
В некоторых случаях полный сдвиг золотника от среднего до мертвого положения делают несколько больше чем $e + a$, а именно — заставляют золотник перебежать через внутреннюю кромку окна в золотниковом зеркале.

Тогда мертвое положение золотника изобразится относительно канала так, как показано на фиг. 73. При этой конструкции:

$$\xi_{\max} = r = e + a + c.$$

§ 35. Уравнение движения золотника.

Связь между движением золотника и движением поршня удобнее всего получить графически.



Фиг. 74.

Но ее можно вывести и аналитическим путем, исходя из следующих соображений.

Положим, главный кривошип находится в мертвом положении OK (фиг. 74).

Тогда золотниковый кривошип, опережая его на $\angle \delta$, будет находиться в положении $O\mathcal{E}$ (для простоты $OK \dots O\mathcal{E}$). 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 $O\mathcal{E}_1$. При этом сдвиг золотника равняется ξ . Из $\triangle O\mathcal{E}_1A$ можно определить ξ , если иметь в виду, что угол при точке \mathcal{E}_1 равняется $\delta + \alpha$:

$$\xi = r \cdot \sin (\alpha + \delta) \dots \dots \dots (31)$$

Это уравнение и представляет из себя 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 $\xi = e + v_0$.

Но в то же время ξ должен быть равен $r \cdot \sin \delta$, так как при мертвом положении поршня $\alpha = 0$.

Следовательно уравнение

$$e + v_0 = r \cdot \sin \delta$$

соответствует мертвому положению поршня.

Таким же образом уравнение

$$r \cdot \sin (\delta + \alpha) = e$$

служит для моментов начала впуска и отсечки; уравнение

$$r \cdot \sin (\delta - \alpha) = i$$

относится к моментам предварения выпуска и начала сжатия.

Уравнение

$$r = e + u + e$$

указывает на мертвое положение золотника.

Кривошип при этом находится под углом

$$\alpha = 90^\circ - \delta; \quad \sin (\alpha + \delta) = 1.$$

Общее уравнение

$$\xi = r \cdot \sin (\alpha + \delta)$$

легко решать при помощи графических приемов.

Одним из способов, служащих для этой цели, является диаграмма Цейнера.

§ 36. Диаграмма Цейнера.

Цейнер установил, что уравнение движения золотника представляет из себя уравнение хорды круга в полярных координатах.

Если диаметр OB окружности на фиг. 75 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:

$$\xi = r \cdot \sin (\alpha + \delta).$$

Это легко установить из рассмотрения тр-ка OAB :

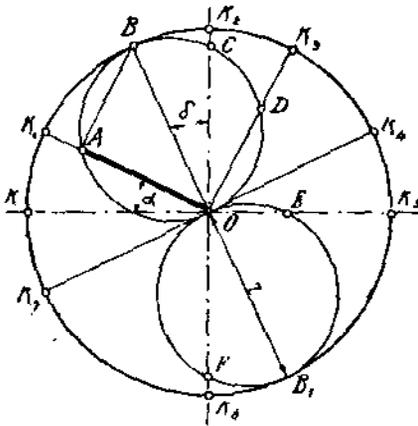
$$OA = OB \cdot \sin \angle ABO$$

$$\angle ABO = 180^\circ - (90^\circ + \angle AOB)$$

$$\angle ABO = 180^\circ - [90^\circ + 90^\circ - (\alpha + \delta)] = \alpha + \delta$$

т. е. $OA = OB \cdot \sin (\alpha + \delta)$;

или: $OA = r \cdot \sin (\alpha + \delta) = \xi$.



Фиг. 75.

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.

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.

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 сдвиги 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 ; в положении OB_1 главного кривошипа золотник достигнет мертвого положения, и, наконец, в положении OK_7 главного кривошипа, золотник снова возвратится в среднее положение.

Раньше мы установили, что в момент мертвого положения поршня сдвиг золотника

$$\xi = e + v_e.$$

К моменту начала впуска (предварение впуска) и в момент отсечки $\xi = e$.

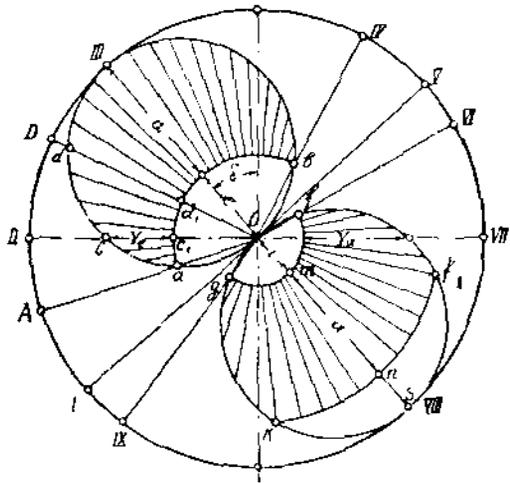
Из начала координат O проводим дугу радиусом e (Фиг. 76). Эта дуга пересечет Цейнеровскую окружность в точках a и b .

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 также отрезок Ob представляет собою сдвиг золотника в момент отсечки, так как



Фиг. 76.

$$Ob = \xi = e.$$

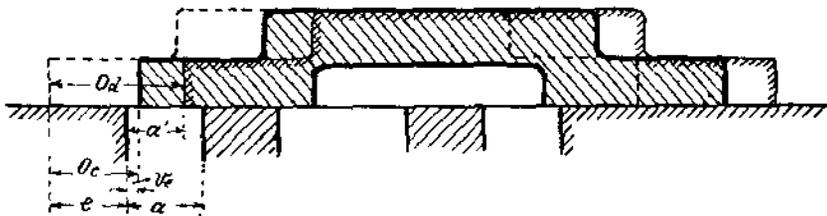
Так как главный кривошип движется по часовой стрелке, то легко сообразить, что OA будет положение кривошипа при предварении впуска, а OB в момент отсечки, а не наоборот.

Отметим мертвое положение кривошипа OI ; при этом сдвиг золотника, измеряемый хордой окружности, равен Oc .

Так как при мертвом положении поршня

$$\xi = e + v_e,$$

то линейное предварение впуска v_e на Цейнеровской диаграмме измеряется отрезком ac . Положение золотника на зеркале при мертвом положении поршня указано на фиг. 77 жирными линиями. Пунктиром намечено среднее положение золотника.



Фиг. 77.

При положении кривошипа OD сдвиг золотника от среднего положения измеряется отрезком Od ; откладывая этот отрезок на фиг. 77, 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 открытий 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. 71, 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. 76) провести дугу радиусом i в нижней Цейнеровской окружности. В таком случае положения кривошипов, проходящих через точки f и g относятся: OYI — к моменту начала выпуска или предварения выпуска; в этом положении сдвиг золотника $Of = i$; OIX — к моменту начала сжатия, так как и здесь сдвиг $Og = i$.¹⁾

Что касается величины открытия окна, то оно не будет измеряться радиальным отрезком между дугой внутренней перекрыши 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 открываться для выпуска в точке f . При положении главного кривошипа $OYII$ канал будет открыт на величину, которую мы можем обозначить e_a и назвать линейным предварением выпуска. Полностью окно откроется в точке f_1 и дальше будет оставаться открытым до прихода кривошипа в положение Ok ; золотник же будет перебегать окно, и в мертвом положении перебега золотника изобразится отрезком

$$ns = e - i \text{ (см. фиг. 71—VIII).}$$

Проведем линию $I-V$, перпендикулярную Цейнеровским диаметрам. Теперь повторим весь ход работы парораспределения. Впуск начинается в положении OA , когда кривошип не дошел еще до мертвого положения,

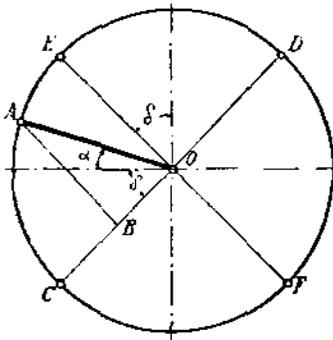
¹⁾ Положения кривошипа на фиг. 76 соответствуют нумерации положений золотника на фиг. 71.

золотник сдвинут на величину e . Кривошип, вращаясь по часовой стрелке, приходит в мертвое положение, — золотник же сдвинут вправо из среднего положения на величину Oe , открытие канала — v_e 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 перекрыши e . Когда кривошип приходит в положение OV, — золотник становится в среднее положение. 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 OVII, 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 впуска, углом между OVI и OIX — продолжительность выпуска, углом между OIX и OA — продолжительность сжатия, углом между OIV и OVI — продолжительность расширения.

§ 37. Диаграмма Мюллера.

Исследование движения золотника можно произвести также при помощи диаграммы Мюллера. Она строится по принципам, схожим с основами диаграммы Цейнера.



Фиг. 78.

В диаграмме Мюллера за основную окружность принимаем окружность радиуса OA (фиг. 78), 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

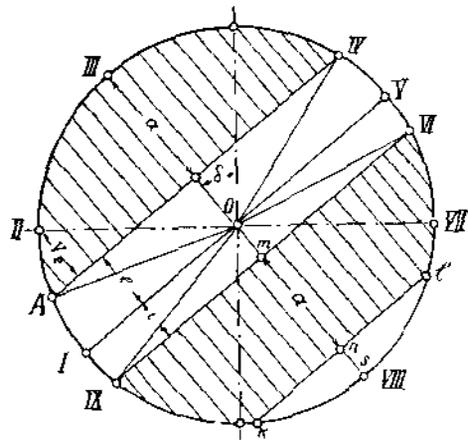
A на диаметр CD. В самом деле: положим, что OA находится по углом α к горизонтали, тогда угол $AOB = \alpha + \delta$ и таким образом $AB = AO \sin(\alpha + \delta)$; так как AO представляет собой r — радиус золотникового кривошипа, то:

$$AB = r \sin(\alpha + \delta) = \xi,$$

что совпадает с уравнением движения золотника. Проводим линию AIV, параллельную I—V (фиг. 79) 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 впуска, так

как сдвиг золотника, равный перпендикуляру из точки *A* на диаметр I—V, в этом положении равен ε — 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 впуска ε_2 . 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 (α). 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 $mi = a$ и через точку *n* 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 *k* начинается закрытие, и в точке IX канал со стороны выпуска закрывается. OIX представляет положение кривошипа в начале сжатия.



Фиг. 79.

Обе диаграммы, Цейнера и Мюллера, в смысле точности и удобства построения совершенно равноценны.

§ 38. Перебег золотника. Отрицательная перекрыша. Эксцентрик.

В некоторых конструкциях золотников перемещение золотника от среднего положения до мертвого, равное радиусу золотникового кривошипа, делается равным не $e - a$, а $e + a - e$, где e является перебегом золотника.

При мертвом положении золотника, его внешняя кромка не совпадает с внутренней кромкой канала, а перебегает ее на величину e (фиг. 73). Последняя обыкновенно делается равной $0,1 a$.

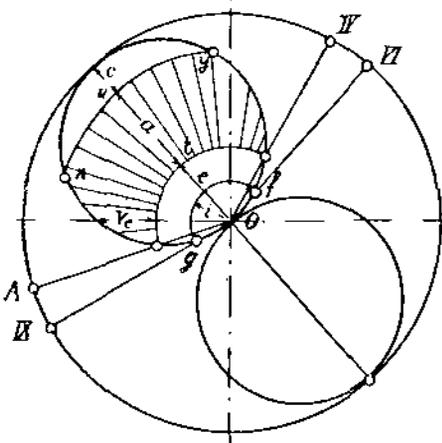
На диаграмме Цейнера построение изменится следующим образом (фиг. 80): от точки *l* отложим отрезок $li = 0,9 a^1$ до точки *n*, через точку *n* проводим дугу радиусом On ; она будет концентрична с дугой радиуса e .

Максимальное открытие окна (ширина канала) измеряется теперь отрезком ln , 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 *xу*. Эта система имеет то преимуще-

¹⁾ Под a понимается обозначение предыдущих фигур: $a = r - e$.

ство, что канал остается полностью открытым большее время, чем в золотнике без перебега.



Фиг. 80.

(фиг. 80). Начало выпуска соответствует положению OVI, а начало сжатия—положению OIX.

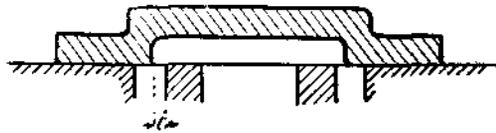
Продолжительность выпуска, измеряемая углом $\angle VIOIX$, при отрицательной внутренней перекрыше больше, чем при положительной.

До сих пор мы говорили о золотниковом кривошипе, который приводит в движение золотник; однако, ничего не изменится, если вместо кривошипа будет установлен эксцентрик.

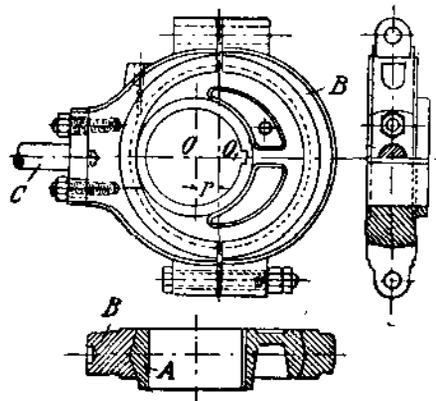
Эксцентрик состоит из диска *A*, который насажен эксцентрично на вал, как показано на фиг. 82. Расстояние r называется эксцентриситетом эксцентрика и заменяет собою радиус золотникового кривошипа.

Эксцентрикый диск охвачен хомутом *B*, состоящим из 2-х половин; с этим хомутом соединена эксцентриковая тяга *C*, которая шарнирно соединена 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

Далее следует отметить, что внутреннюю перекрышку иногда делают отрицательной (фиг. 81). 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 перекрышка получается обыкновенно при большом предварении выпуска и малой степени сжатия. Что касается диаграммы Цейнера, то на ней отрицательную внутреннюю перекрышку приходится откладывать в той же окружности, что и внешнюю



Фиг. 81.



Фиг. 82.

$OO_1 = r$ в обе стороны из среднего положения.

§ 39. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой.

Теперь решим задачу о том, как связать между собою индикаторную и золотниковую диаграммы.

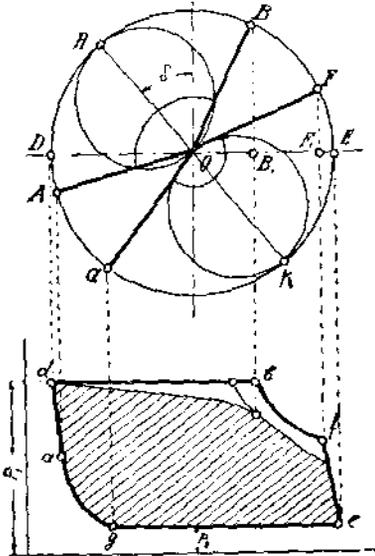
Для построения золотниковой диаграммы необходимы следующие элементы: эксцентриситет эксцентрика r , — который на диаграмме Цейнера равен диаметру Цейнеровской окружности, угол опережения δ , внешняя перекрыша e , внутренняя перекрыша i .

Если мы имеем дело с машиной, в которой все элементы могут быть измерены, то мы можем построить золотниковую диаграмму по вышеописанному способу (фиг. 83).

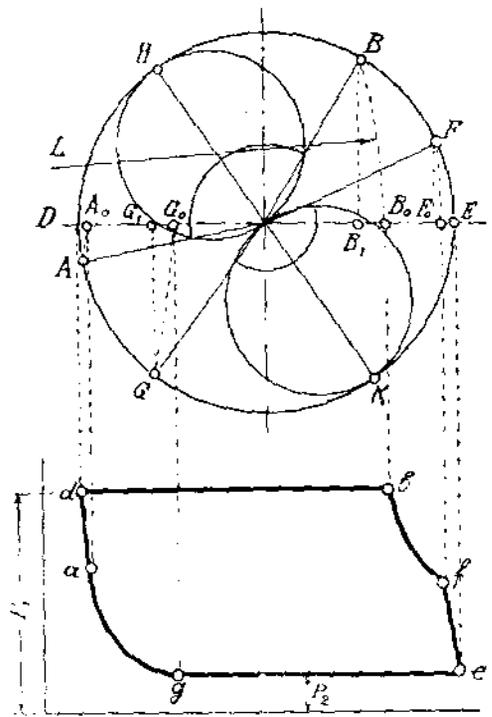
Описываем окружность радиусом $OD = r$. Проводим диаметр HK под углом δ . На радиусах OH и OK , как на диаметрах, описываем Цейнеровские окружности. В верхней Цейнеровской окружности проводим дугу радиуса e , в нижней — дугу радиуса i ; пересечение этих дуг с окружностями дает основные моменты парораспределения. OA — положение кривошипа при начале впуска, OB — для момента отсечки, OF — для предварения выпуска, OG — при начале сжатия.

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 (горизонтальная прямая). Чтобы определить момент отсечки, обратимся к золотниковой диаграмме: положение кривошипа в момент отсечки определяется 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.



Фиг. 83.



Фиг. 84.

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 соединяем с точкой e .

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 тормажению пара, линии впуска и расширения пойдут ниже и теоретическая степень наполнения (см. § 9) окажется меньше. Действительная диаграмма на фиг. 83 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 , при чем точка B_1 получается, как проекция точки B . В действительности, так как шатун имеет конечную длину, то, чтобы получить перемещение поршня, нужно через точку B провести дугу радиусом, равным длине шатуна (фиг. 84), 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 также следует поступить относительно других моментов парораспределения. Моменту предварения выпуска, напр., будет соответствовать сдвиг поршня DB'_0 , причем точка B'_0 находится проведением дуги радиуса L через точку F ; центр этой дуги находится на продолжении горизонтального диаметра.

§ 40. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной и определение 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 db_1f_0ega с наполнением, измеряемым отрезком V . (фиг. 85).

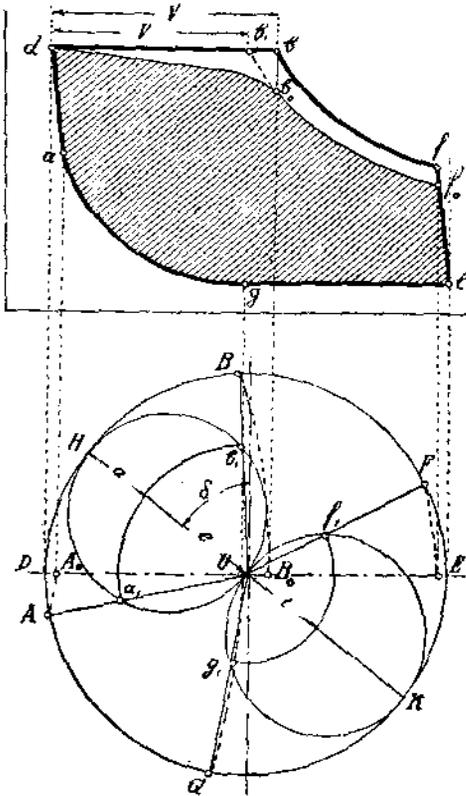
Для того, чтобы в действительной диаграмме линия расширения совпадала с b_1f_0 , необходимо, учитывая потери от тормажения пара (см. § 9), сделать наполнение больше и довести его до V' так, чтобы теоретическая индикаторная диаграмма имела бы вид db_1f_0ega . Если парораспределение будет спроектировано по этой последней диаграмме, то действительный процесс машины окажется как раз совпадающим с db_0f_0ega , по которому произведено вычисление мощности машины (или размеров цилиндра).

Величину V' можно выбрать из соотношения:

$$V' = V + (0,01 \div 0,03) V_{\text{ц}}$$

Выяснив необходимую величину наполнения и отметив положение точек: f — предварение 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 .



Фиг. 85.

кривошипа OG . Внутренняя перекрыша равна Og_1 . Проведя дугу внутренней перекрыши, получаем направление луча OE , 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.

Канал, ведущий в цилиндр, имеет ширину a и длину h (см. фиг. 70).

Площадь сечения паровпускного канала

$$f = ah.$$

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 Цейнеровских окружностей делит угол BOA как раз пополам, следовательно, разделив полученный угол BOA пополам, получаем угол опережения δ — одну из искомым величин.

Проводим Цейнеровские 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

Если скорость пара при проходе через канал мы обозначим w мт./сек., площадь поршня — F см.², среднюю скорость поршня — c_m мт./сек), и сечение парового канала f выразим в кв. см., то между этими 4-мя 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

$$f = \frac{F c_m}{w} \dots \dots \dots (32)$$

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.

Руководствуясь последним условием, следует принимать:

$$w < 60 \text{ мт./сек. для насыщенного пара,}$$

$$w < 100 \text{ мт./сек. для перегретого пара.}$$

Обычно, при проектировании золотников принимают:

$$w = 25 \text{ — } 40 \text{ мт./сек. для насыщенного пара.}$$

$$w = 40 \text{ — } 60 \text{ мт./сек. для перегретого пара.}$$

Подставляя значение w в формулу (32), 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

$$h = 0,8 D \text{ (} D \text{ — диаметр цилиндра).}$$

Задавись 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 (см. фиг. 85).

Сравнением обеих величин определяется масштаб диаграммы.

Положим:

$$\text{из расчета } a = 30 \text{ мм,}$$

$$\text{на диаграмме } a = 60 \text{ мм.}$$

Это значит, что диаграмма вычерчена в масштабе 2 : 1.

Этим же масштабом измеряются внешняя перекрыша, внутренняя перекрыша и эксцентриситет эксцентрика r .

Пример.

Приведенное на фиг. 85 построение относится к машине мощностью $N_1 = 120$ л. с. при $n = 110$. $D = 400$ мм., $H = 700$ мм.

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{Hn}{30} = \frac{0,7 \cdot 110}{30} = 2,56 \text{ мт/сек.}$$

Полезная площадь поршня

$$F = 0,97 \frac{\pi D^2}{4} = 0,97 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = 1220 \text{ см.}^2$$

Принимая

$$w = 30 \text{ мт./сек.,}$$

найдем по формуле (32):

$$f = \frac{1220 \cdot 2,56}{30} \cong 103 \text{ см.}^2$$

Если

$$h = 0,8D = 32 \text{ см.,}$$

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:

$$e = 17 \text{ мм., } i = 11,5 \text{ мм., } r = 26,5 \text{ мм.}$$

В действительности, следовательно:

$$e = 57 \text{ мм., } i = 39 \text{ мм., } r = 89 \text{ мм.}$$

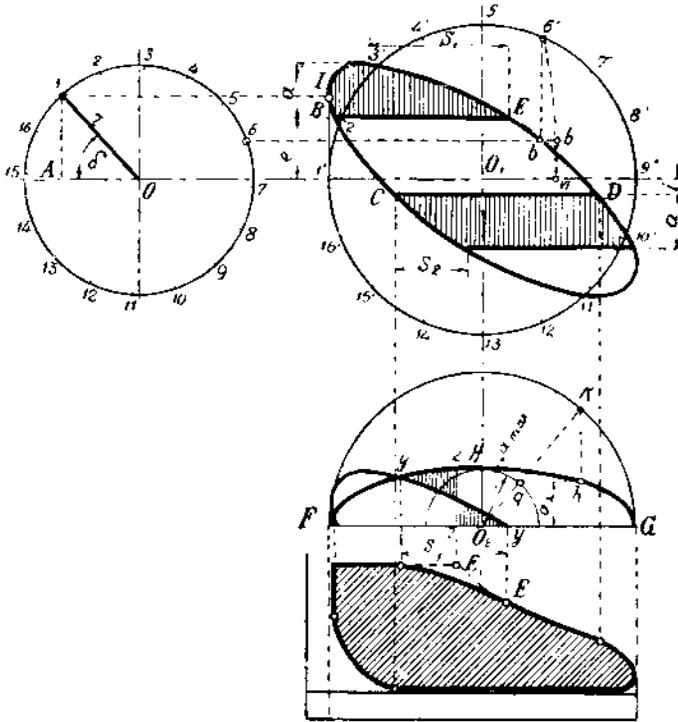
Для эксцентриситета получилось почти предельное, конструктивно допустимое значение.

§ 41. 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. 86.

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 $O1$ под углом опережения δ . Делим окружность эксцентриситета на произвольное число равных частей (напр. 16), начиная с намеченной точки 1.



Фиг. 86.

Отрезок $A1$ равен $r \cdot \sin \delta$ и представляет собою, следовательно, сдвиг золотника при мертвом положении кривошипа. Так как последнему соответствует вектор O_11' , то искомая точка I эллиптической диаграммы найдется на пересечении горизонтали через точку 1 и вертикали через точку $1'$. 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. 86 при определении точки b : при шатуне конечной длины поршень при положении кривошипа в точке b' будет находиться 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 u , 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 тормажения.

Как известно (см. форм. 32),

$$F c = f_x w,$$

где c — представляет собою скорость поршня в произвольном его положении, а f_x — соответствующую этому положению площадь открытия канала.

Если окружную скорость кривошипа обозначим v , то для поворота кривошипа на угол α , скорость поршня

$$c = v \sin \alpha.$$

С другой стороны

$$f_x = a_x h$$

(a_x — ширина открытия канала, h — высота последнего).

Поэтому

$$F v \sin \alpha = a_x h w$$

Откуда

$$a_x = \frac{F v}{h w} \sin \alpha$$

Обозначим

$$\frac{F v}{h w} = a_{\max}$$

(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 тормажение пара, то величины a_x , определенные по последней формуле, укажут открытия окна, необходимые для того, чтобы дросселирование пара не имело место при любом положении поршня.

Полагая $w = 60$ мт./сек.,

$$v = \frac{2\pi Rn}{60} \text{ мт./сек.}$$

и зная величины h и F , легко определим a_{\max} .

Из точки O_2 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), т. к. из построения следует:

$$a_x = a_{\max} \sin \alpha.$$

($\angle \alpha$ на фиг. 86 не обозначен, он равен углу FO_2K).

Описанным методом и построена кривая тормажения FHG , указывающая, на сколько должно быть открыто окно при том или ином положении поршня для того, чтобы не происходило дросселирование пара.

Для сравнения от оси FG построим эллиптическую кривую действительного открытия окна, перенеся ее с верхней части диаграммы (от линии BE). Построение показывает, что, начиная с точки y происходит

дросселирование пара, достигающее максимума в момент отсечки (точка y'). Дросселирование происходит, таким образом, по пути s_3 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 заштрихованную площадь на две равные части.

Из вышеизложенного 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 перемещения от крейцкопфа и золотникового штока, эллиптическая диаграмма может быть снята с работающей машины.

§ 42. Конструктивное выполнение золотника.

Золотники изготавливаются обычно из чугуна (весьма редко из бронзы). Соединение золотника со штоком должно быть до некоторой степени не жесткое, а именно — допускать перемещение золотника в направлении перпендикулярном его движению. Этому условию удовлетворяет и конструкция на фиг. 70 и часто встречающаяся конструкция на фиг. 87.

Плоская пружина, заложная 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 устройство позволяет передвигать золотник вдоль штока при установке парораспределения. В конструкции фиг. 70 перестановка золотника достигается возможностью удлинения золотникового штока или эксцентриковой тяги.

Для того, чтобы по найденным на золотниковой диаграмме величинам вычертить золотник, необходимо наметить расположение каналов на зеркале (фиг. 70).

Ширину выпускного канала обычно делают:

$$a_0 = 1,25 - 2a,$$

при чем минимальная величина a_0 определяется из тех соображений, чтобы при мертвом положении золотника (фиг. 88) выпускной канал был бы открыт на величину

$$m \geq a$$

Ширина перегородки b на зеркале выбирается обычно в пределах: $0,5a + 1$ до $0,5a + 1,5$ см.

Длина лапы золотника, как легко видеть из фиг. 70, равна $e + a + i$.

Поэтому,

$$e + a + i + m = b + a_0.$$

Так как $m \geq a$, сумма же $e + a = r$, то уравнение можно переписать так:

$$a_0 \geq r + i + a - b.$$

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:

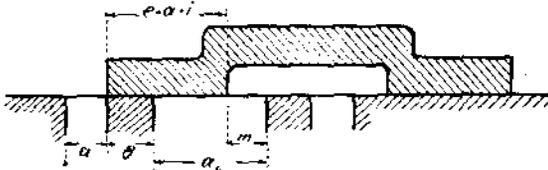
1) Золотник неуравновешен, т. к. на него сверху давит острый пар, заполняющий золотниковую коробку, и прижимает золотник к зеркалу. Сила трения пропорциональна давлению между трущимися поверхностями — поэтому, для передвижения такого золотника приходится затрачивать значительные усилия.

2) Приводной механизм золотника должен быть рассчитан на усилие, потребное для сдвига золотника и может получиться довольно тяжелым.

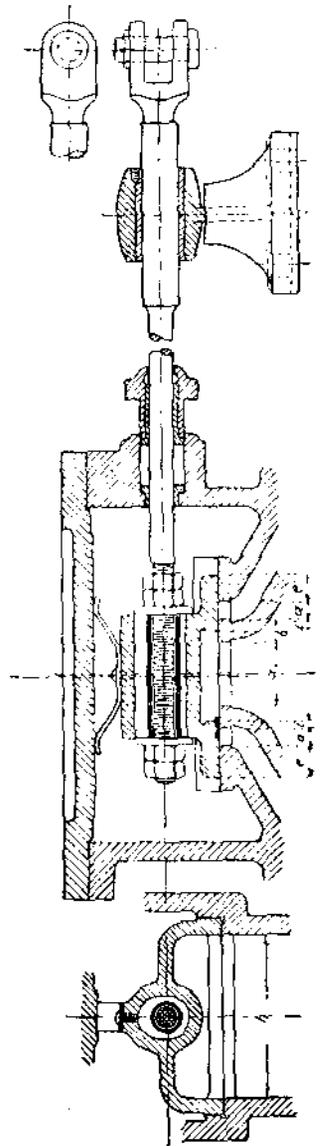
3) Золотники быстро изнашиваются. При срабатывании получают пропуски пара: пар из пространства золотниковой коробки может поступать в паровой цилиндр или прямо в выпускной канал.

4) Невыгодность работы перегретым паром. Золотник при высокой температуре пара коробится, при чем усиливается его наклонность к заеданию и увеличиваются пропуски пара.

5) Невозможность работать с малыми (экономическими) степенями наполнения. Из рассмотрения фиг. 84 — 85 легко заключить, что при малых степенях наполнения получается большая перекрыша r , а вместе с ней и эксцентриситет l . Последний, однако, делают не больше 100 мм., а в многих случаях ограничиваются даже 60 мм.



Фиг. 88.



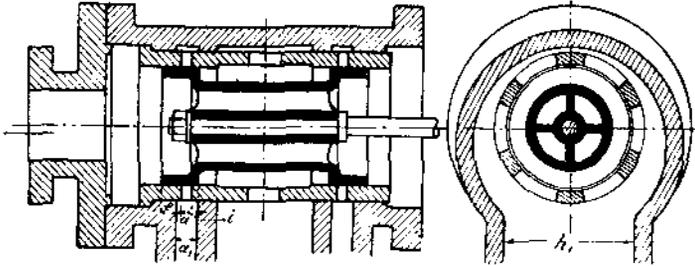
Фиг. 87.

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.

§ 43. 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.



Фиг. 89.

Такая конструкция показана на фиг. 89.

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 , a_1 , i .

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 принимать:

$$h = 0,66 \pi D_1,$$

(принимая ширину перегородок $\frac{1}{3} \pi D_1$).

При подходе к цилиндру сечение каналов должно остаться без изменения:

$$a_1 h_1 = ha$$

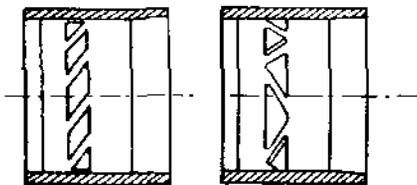
(h_1 меньше h , и вследствие этого a_1 больше a).

Диаметр золотника принимают обычно:

$$D_1 = 0,4 D : 0,7 D.$$

(D — диаметр парового цилиндра).

Очертание окон на поверхности втулки золотника делают обычно по одному из способов, показанных на фиг. 90 и обеспечивающих равномерный износ золотника.



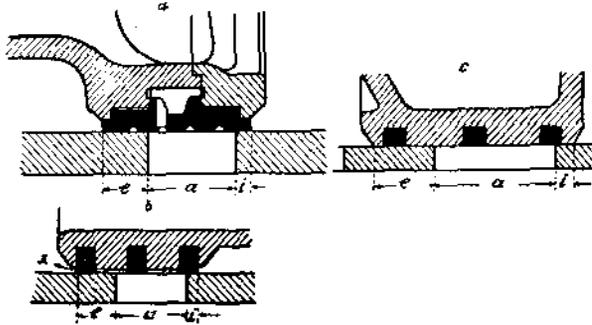
Фиг. 90.

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

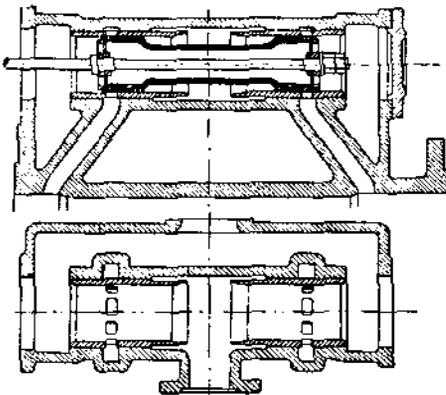
холодном состоянии, то под действием горячего пара золотник, расширившись, может быть ущемлен в своей втулке. Поэтому, шлифовку такого золотника необходимо производить в горячем состоянии. Это, конечно, представляет известные затруднения, и потому цилиндрические золотники описанной конструкции применяют обычно лишь до диаметра 150 мм. При больших диаметрах золотник выполняют так же, как поршень в паровом цилиндре, т. е. снабжают пружинящими кольцами.

Различные конструкции колец показаны на фиг. 91. В типе *a* применено кольцо шириной $e + a + i$ с канавками для распределения смазки и отверстиями, через которые пар может проникать под кольцо и раз-



Фиг. 91.

гружать его от давления пара снаружи. 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 дросселирование пара в зазоре x . Несколько колец работают лучше, чем одно широкое, т. к. последние склонны к короблению.



Фиг. 92.

На фиг. 92 представлена типичная конструкция поршневого золотника, применяемая в локомотивах Вольфа.

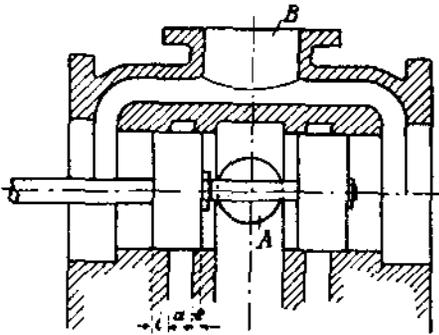
Цилиндрические золотники часто строятся с так называемым внутренним впуском пара (фиг. 93).

Впуск пара производится не с внешней стороны золотника, а через среднюю трубу *A* во внутреннюю полость.

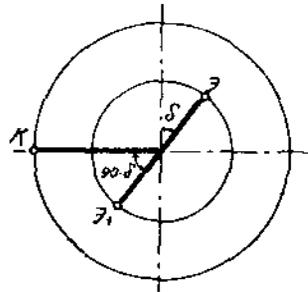
Выпуск же производится в концах золотниковой коробки через каналы и патрубков *B*.

При внешнем 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 отработанным 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 перекрыша как бы меняет свои места — внешней перекрышей будет служить та, что раньше была внутренней и наоборот.



Фиг. 93.



Фиг. 94.

В данном случае e — перекрыша со стороны впуска пара, i — перекрыша со стороны выпуска.

В соответствии с этим эксцентрик золотника должен быть заклинен не по направлению OO (фиг. 94), а по направлению OO_1 , и в Цейнеровской диаграмме верхняя окружность будет указывать положения золотника не вправо, а влево от среднего.

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, свойственен вообще простым золотниковым парораспределениям.

§ 44. 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.

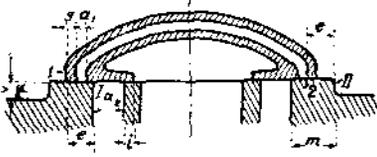
Золотник Трика дает возможность получить двойной впуск пара по отношению к золотнику простому с таким же эксцентриситетом, т. е. — при том же сдвиге золотника — дать вдвое большее открытие канала.

В спинке золотника Трика имеется вспомогательный канал шириной a_1 .

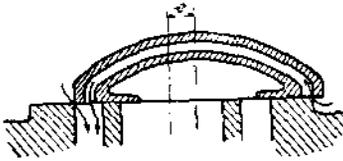
Ширину канала в зеркале обозначим a_2 . Внутренняя перекрыша — i , внешняя — e имеют те же значения, что и в простом золотнике.

Золотниковое зеркало имеет вполне определенную длину, рассчитанную таким образом, чтобы золотник в крайних положениях мог свисать над зеркалом. Величина t на золотниковом зеркале определяется из тех соображений, чтобы при совпадении кромки I золотника с кромкой I канала (начало впуска), с другой стороны золотника кромка 2 внутреннего канала совпадала бы с наружной кромкой II золотникового зеркала (см. фиг. 96).

Для этого необходимо сделать длину $2 - II$ равной e . Когда золотник, двигаясь вправо, откроет канал на некоторую величину a_x , то на ту же самую величину откроется с противоположной стороны и внутренний канал, таким образом, впуск пара в цилиндр будет происходить по сечению $2a_x$.



Максимальное открытие канала (на величину $2a_1 = a$) достигается при положении золотника на фиг. 97.

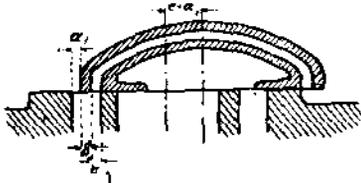


Золотник открывает канал в зеркале на величину a_1 своей внешней кромкой, с другой стороны, золотник свисает с зеркала, открывая полностью вспомогательный канал.

Ширина канала a_2 в зеркале должна очевидно составлять:

$$a_2 = 2a_1 + s$$

(s — толщина простенки).



Если из аналитического расчета найдена необходимая ширина канала a в зеркале, то ширину вспомогательного канала следует сделать:

$$a_1 = \frac{a}{2},$$

Фиг. 95—96—97.

а 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. 95 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 1-м случае эксцентриситет эксцентрика может быть взят таким же, как для простого золотника, т. е. равным

$$e + a = e + 2t_1.$$

Во 2-м случае 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.

В ближайший момент вслед за началом впуска простой золотник открывает канал на величину a_x (см. фиг. 98).

В золотнике Трика при том же его сдвиге, благодаря наличию вспомогательного канала, открытие окна составит $2a_x$.

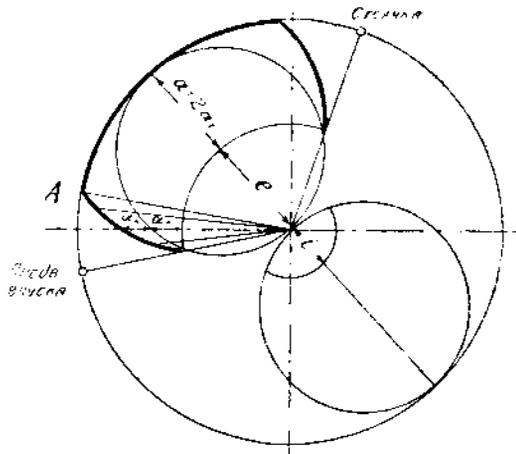
Поэтому, на диаграмме Цейнера нужно отложить по соответственному вектору отрезок a_x еще раз за Цейнеровской окружностью.

В каждый следующий момент открытие канала удваивается до тех пор, однако, пока золотник не станет в положение, показанное на фиг. 97. 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 $2a_1 = a$.

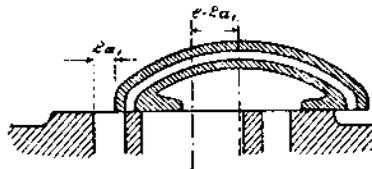
На диаграмме Цейнера полное открытие канала соответствует положению кривошипа OA .

Мертвое положение золотника указано на фиг. 99.

Золотник Трика, таким образом, открывает канал и закрывает его вдвое быстрее, чем простой золотник.



Фиг. 98.



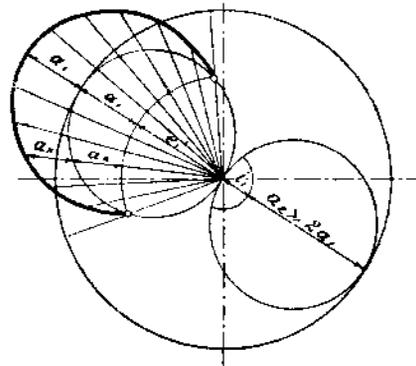
Фиг. 99

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.

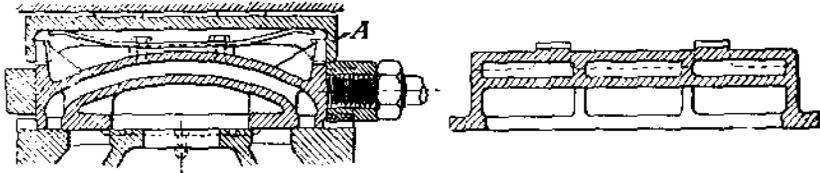
Мертвое положение золотника в этом случае соответствует схеме на фиг. 97. Открытие окна все время составляет $2a_x$ (см. фиг. 100), достигая при мертвом положении золотника $2a_1$.

Необходимо, чтобы в этой конструкции золотника эксцентриситет $r_1 \geq r_1 + 2a_1$, т. к. в противном случае окно для выпуска не будет открываться полностью (см. правую сторону фиг. 97).

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.

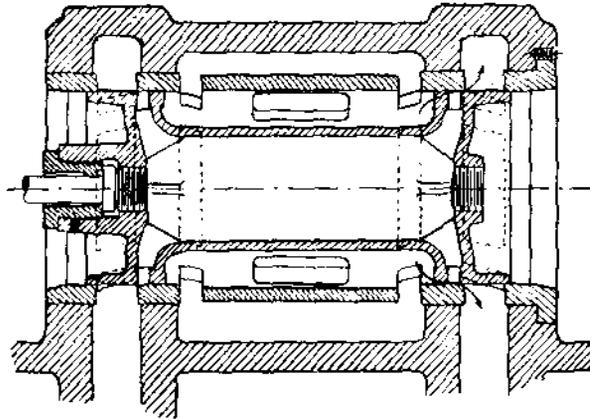


Конструктивное выполнение золотника Трика указано на фиг. 101. На золотнике сверху свободно надета коробка А, при помощи плоских



Фиг. 101.

пружин прижимаемая к крышке золотниковой коробки. Благодаря такому устройству золотник разгружен от давления пара на него сверху.



Фиг. 102.

Цилиндрический золотник Трика представлен на фиг. 102 (с внутренним впуском).

§ 45. 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, при чем 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. перекрыши 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 в момент отсечки сдвиг поршня будет измеряться отрезком AE . Отношение отрезка AE ко всему ходу поршня представляет собой степень наполнения

$$\varepsilon = \frac{AE}{AB}$$

Для правой полости момент отсечки соответствует положению кривошипа OG_1 , и степень наполнения измеряется отношением $\frac{BF}{AB}$, при чем

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

$$\frac{AE_1}{AB} = \varepsilon_1$$

при чем

$$\varepsilon_1 > \varepsilon.$$

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:

$$\varepsilon_2 = \frac{BF_1}{AB}$$

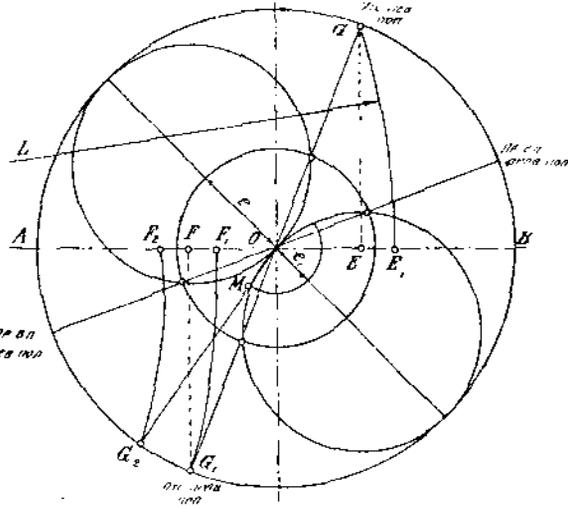
при чем

$$\varepsilon_2 < \varepsilon < \varepsilon_1.$$

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 перекрыши для каждой из полостей, или установить золотник несимметрично по отношению к зеркалу.

Если мы посчитали за нормальную степень наполнения

$$\varepsilon_1 = \frac{AE_1}{AB}$$



Фиг. 103.

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 , при чем

$$BE_2 = AE_1.$$

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 перекрыши для правой полости должна пройти через точку M .

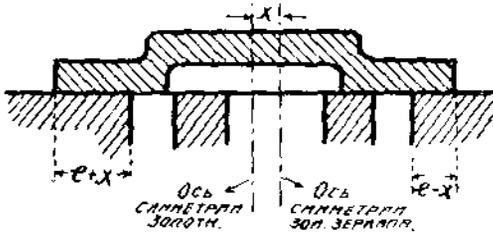
Величина внешней перекрыши e_1 оказывается значительно меньше e .

Золотник с неравными внешними перекрышами показан на фиг. 104.



Фиг. 104.

Можно достичь такого же изменения перекрыш 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. 105).



Фиг. 105.

При несимметричной установке золотника изменяются также и величины внутренних перекрыш, что способствует выравниванию степеней сжатия в обеих полостях.

Следует отметить, что несимметричная установка золотника влечет за собой неравенство предварений впуска и выпуска в обеих полостях. Необходи-

мо 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 .

§ 46. Простые золотники с переменной степенью наполнения.

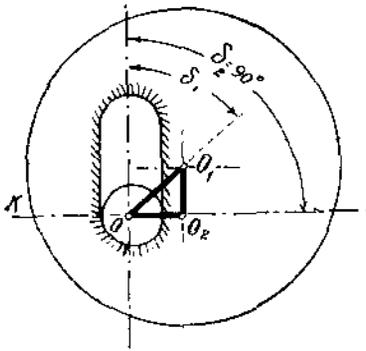
В тех золотниковых распределениях, которые мы рассмотрели выше, регулирование машины совершается дросселированием пара и является так называемым качественным регулированием. Объем впускаемого пара остается при колебаниях нагрузки постоянным, а изменяется давление пара, а вместе с тем и располагаемое 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 (см. § 16-б).

Обычно такая система регулирования машин с простым золотником применяется в вертикальных конструкциях. Изменение степени наполне-

ния 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. 106.



Фиг. 106.

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. 106, 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 будет 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.

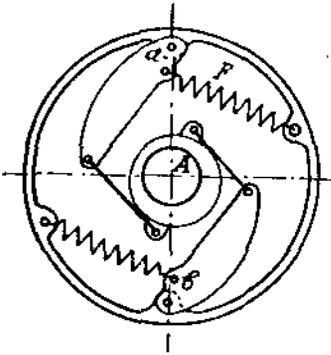
Таким образом, минимальным эксцентриситетом в этом случае является эксцентриситет, расположенный по прямой, перпендикулярной к линии перемещения центра эксцентрикового диска. Линия, по которой перемещается центр эксцентрика, называется кривой вершин. В данном случае она прямая, но может быть и кривой линией. Перемещение эксцентрика относительно вала может происходить на ходу машины; при чем 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. 107).

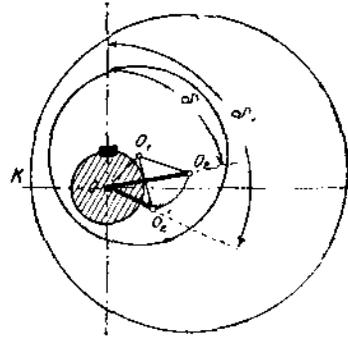
Ставится он на валу машины рядом с эксцентриком. В кожухе регулятора (обычно чугуном) имеются один, или чаще два груза (произвольной формы). Эти грузы подвешены к корпусу регулятора: один в точке a , а другой в симметричной точке b . Пружины F стремятся установить грузы в крайнем внутреннем положении. 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 кожухом 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. 108).

На валу машины заклинен эксцентриковый диск, с центром в O_1 . Этот эксцентриковый диск охватывается вторым диском, на который надет комут. Таким образом получается система двух эксцентриков: один внутренний заклинен на валу, а другой наружный может вращаться по внутреннему.



Фиг. 107.



Фиг. 108.

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 вращаться 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 $\delta' > \delta$.

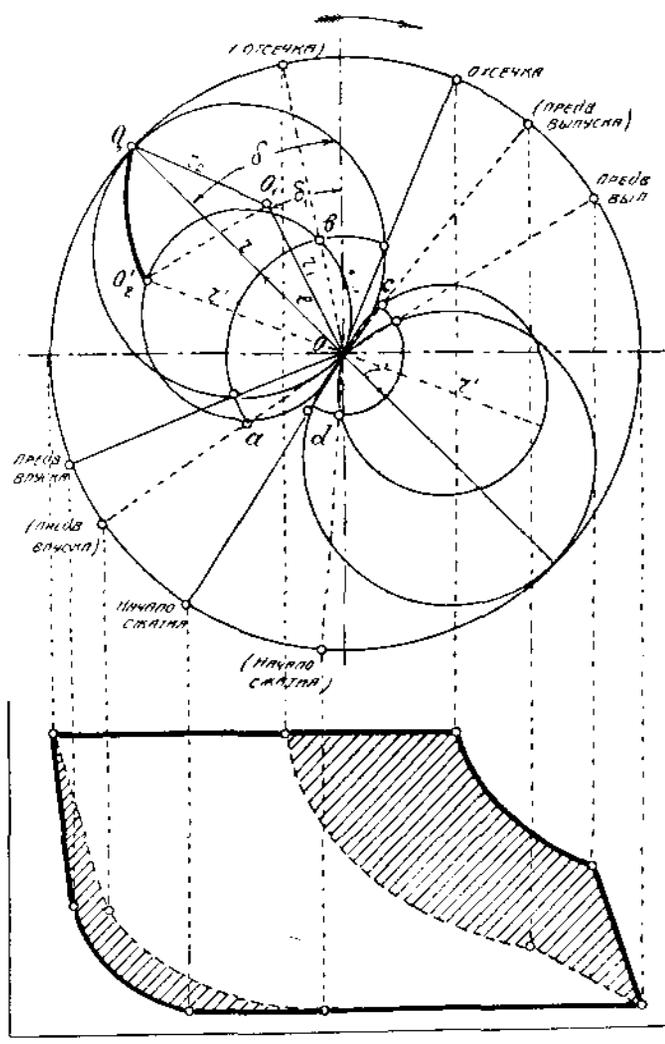
Кривою вершин в разобранном распределении служит дуга круга $O_2O'_2$.

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. 109). 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 $r = OO_3$ с углом опережения δ (всегда на диаграмме 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 δ). 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 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.



Фиг. 109.

Кривая вершин парораспределения представляет из себя 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.

Поэтому на r' , как на диаметре, опишем Цейнеровскую окружность. Продолжив дугу внешней перекрыши так, чтобы она пересекалась с новой Цейнеровской окружностью, найдем положения кривошипа в момент предварения впуска и в момент отсечки (по точкам a и b). Положения эти нанесены пунктирными линиями, и 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 (в точках c и d). 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. 109). Уменьшенному эксцентриситету r' соответствует пунктирная диаграмма. По сравнению с первой, степень наполнения уменьшилась и предварение выпуска, начало сжатия, предварение впуска происходит раньше.

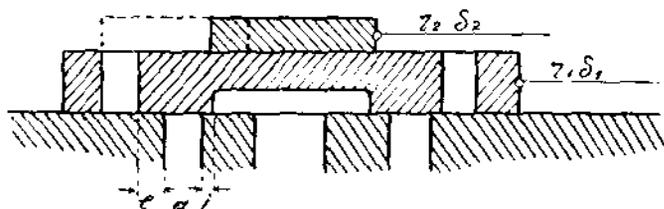
Площадь диаграммы уменьшается с двух сторон, т. е. регулирование действует весьма энергично и быстро изменяет мощность машины.

Общий вид машины с парораспределением рассмотренного типа дан в части VIII.

§ 47. 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 относятся двойные золотники. Схема двойного золотника изображена на фиг. 110



Фиг. 110.

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 полости чертежа) совпадающее с длиной канала в зеркале.

Ширину последнего канала мы обозначим попережнему 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 впуск 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 i 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 движущимся 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. 110 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.

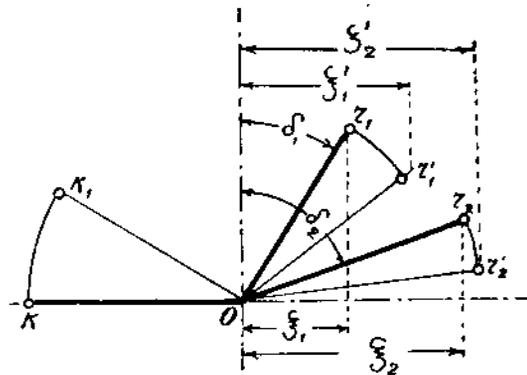
Часто пластинку делают из двух частей, имеющих возможность сдвигаться и раздвигаться (см. фиг. 114).

При сдвигении 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. 111). 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 горизон-



Фиг. 111.

тальную 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 сдвиги 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 в OK_1 , то на такой же угол повернутся оба эксцентриситета. Они займут положение, отмеченное тонкими линиями (фиг. 111). 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 $\sin \alpha$:

$$\xi_0 = \cos \alpha (r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2) + \sin \alpha (r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2) \dots (A)$$

Предположим, что

$$r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2 = \rho \sin \delta_0 \dots (B)$$

$$r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2 = \rho \cos \delta_0 \dots (C)$$

Для того, чтобы выяснить реальные значения ρ и δ_0 , возведем в квадрат последние два уравнения и сложим их:

$$r_1^2 \sin^2 \delta_1 - 2 r_1 r_2 \sin \delta_1 \sin \delta_2 + r_2^2 \sin^2 \delta_2 + r_1^2 \cos^2 \delta_1 - 2 r_1 r_2 \cos \delta_1 \cos \delta_2 - r_2^2 \cos^2 \delta_2 = \rho^2 (\sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0).$$

Или

$$r_1^2 (\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1) + r_2^2 (\sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2) - 2 r_1 r_2 (\sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2) = \rho^2 (\sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0).$$

Принимая во внимание, что:

$$\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1 = \sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2 = \sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0 = 1$$

$$\text{и } \sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2 = \cos (\delta_2 - \delta_1),$$

мы получим:

$$r_1^2 - 2 r_1 r_2 \cos (\delta_2 - \delta_1) + r_2^2 = \rho^2.$$

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 эксцентрика с эксцентриситетом 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. 112).

Эксцентриситеты r_1 и r_2 дают сдвиги ξ_1 и ξ_2 относительно неподвижного зеркала.

Относительный сдвиг представится отрезком

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1.$$

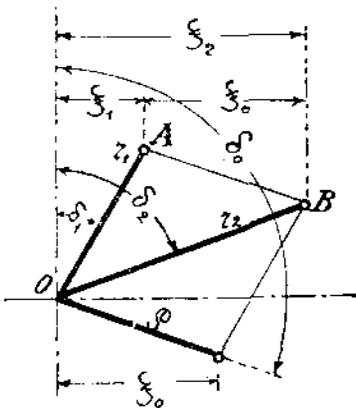
Но ξ_0 мы получим также, если построим параллелограмм, в котором r_2 служит диагональю, а r_1 одной из сторон.

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 тр-ка OAB, сторона

$$AB = \rho = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2 r_1 r_2 \cos (\delta_2 - \delta_1)}.$$



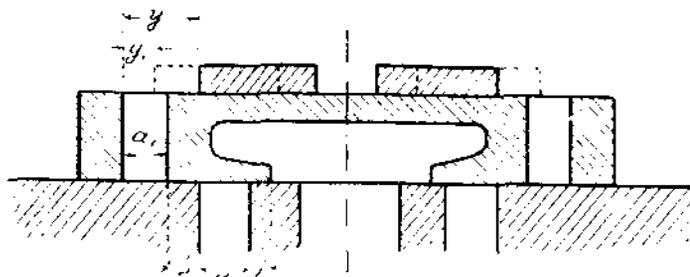
Фиг. 112.

Таким образом, чтобы получить фиктивный эксцентриситет, с помощью которого в дальнейшем мы будем производить исследование парораспределения, нужно построить параллелограмм, 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.

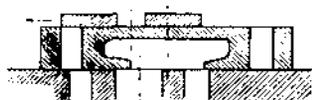
При исследовании парораспределения с помощью Цейнеровской диаграммы, необходимо построить ее для эксцентриситета ρ . Построение показано на фиг. 113. Положим, что OA представляет эксцентриситет r_1 основного золотника с углом опережения δ_1 . Проводим Цейнеровские окружности для основного золотника; он управляет тремя моментам парораспределения: предварением впуска и выпуска и началом сжатия.

Откладываем величины внутренней и внешней перекрыш e и i .

опережения которого равен ξ_0 , будет также указывать на положения золотника вправо от его среднего положения.



Фиг. 114.



Фиг. 115.

Левые относительные положения нужно искать поэтому на верхней относительной Цейнеровской окружности (OD_1).

Правые перемещения золотников будем считать положительными, левые — отрицательными.

Таким образом, хорды верхней относительной окружности можно снабжать знаком ($-$), хорды нижней окружности — знаком ($+$).

На схеме двойного золотника (фиг. 114) отметим внешнюю перекрышу e , ширину канала в зеркале a , внутреннюю перекрышу i , ширину канала в основном золотнике a_1 (обычно a_1 делается от $0,8 a$ 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. 115. 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. 113) 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 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 Цейнеровскую окружность в двух точках a и b . В каждом из положений кривошипа Om 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 (см. фиг. 115), расширительный золотник будет продолжать свое относительное движение влево, и в точке D_1 (фиг. 113) он 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 диаграмме Цейнера 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 находится в сообщении с пространством золотниковой коробки.

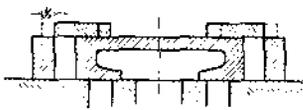
Как уже указывалось, величина y может изменяться.

При помощи того или иного механизма можно пластинки, составляющие расширительный золотник, раздвинуть и поставить их в пунктирное положение (фиг. 114). Величина y уменьшается и становится равной, положим, y_1 . В таком случае на диаграмме (фиг. 113) 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. 116).

Соответственное положение кривошипа $OIII$ в момент отсечки будет в этом случае перпендикулярно диаметру ρ (фиг. 113), так как $y = 0$, и, следовательно, направление $OIII$ должно быть касательным к обоим относительным окружностям.

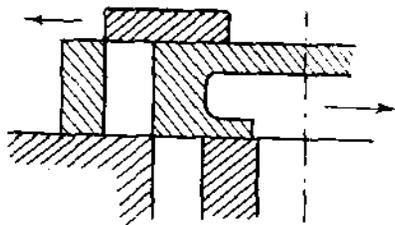


Фиг. 116.

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. 116).

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 OVI укажем 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 произойдет при положении основного золотника, соответствующего предварению впуска. Взаимное расположение золотников при этом указано на фиг. 117.

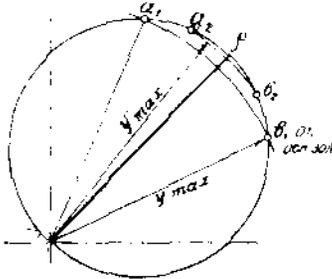


Фиг. 117.

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.

Однако, может получиться другая схема. (Фиг. 120)¹⁾. Положение кривошипа при отсечке основным золотником может оказаться не влево от диаметра ρ , а вправо от него (точка b_1). Тогда y_{max} не может быть взят больше Ob_1 , и отсечка будет происходить не в момент отсечки основным золотником, а при положении кривошипа Oa_1 .

Если вышесказанное не будет выполнено, и y еще увеличено с тем, чтобы отсечка произошла бы при Oa_2 , то в точке b_2 пластинка вновь откроет окно в основном золотнике, которое в этот момент будет еще сообщено с каналом цилиндра. В точке b_2 начнется поэтому вторичный выпуск пара, продолжающийся до отсечки основным золотником в точке b_1 .



Фиг. 120.

Таким образом максимальная степень наполнения тесно связана с отсечкой основным золотником.

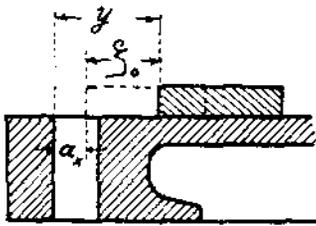
§ 48. Кривая закрытия окна.

Для оценки совершенства парораспределения необходимо построить на диаграмме Цейнера кривую закрытия окна.

При распределении простым золотником, кривой закрытия окна служит сама Цейнеровская окружность. В случае двойного золотникового распределения построение этой кривой несколько сложнее.

Как указано выше, ширина окна в основном золотнике a_1 делается равной около $0,8 a$ (и только в некоторых случаях равной a). Канал в зеркале может быть поэтому открыт максимум на величину a_1 . Поэтому, на Цейнеровской диаграмме от точки e нужно отложить величину a_1 и провести дугу радиусом $e + a_1$. Открытие окна изображается кривой Sdy (фиг. 119).

Для нормального наполнения закрытие окна происходит в точке w , т. е. в точке пересечения кривошипа в момент отсечки с дугой внешней перекрыши.



Фиг. 120а.

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 . (См. фиг. 120а, где сплошными линиями показано среднее положение золотника, а пунктиром — после сдвига на ξ_0).

Открытие окна при этом положении золотника измеряется отрезком

$$a_x = y - \xi_0.$$

Пользуясь этим уравнением, найдем величину открытия окна на Цейнеровской диаграмме для нескольких положений кривошипа.

При положении главного кривошипа OA , напр., $\xi_0 = Oe$ — хорде относительной Цейнеровской окружности (фиг. 119); y для исследуемого наполнения равно Oj .

¹⁾ На фиг. 120 изображена лишь отрицательная относительная окружность Цейнеровской диаграммы.

Величина открытия окна $a_x = Of' - Oc = fe$.

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, напр. OB , $\xi_0 = Oc_1$; $y = Of_1$.

Открытие окна $a_x = Of_1 - Oc_1 = c_1 f_1$.

Отрезок $c_1 f_1$ отложим от точки h_1 вверх до точки p_1 : $h_1 p_1 = f_1 c_1$.

Таким способом можно получить любое число точек кривой закрытия окна, которая в точке g пересечется с дугой dg .

Окно в точке g начинает закрываться, при чем кривая закрытия падает довольно круто, что вполне благоприятно: чем скорее закрывается окно, тем меньше тормажение пара в момент отсечки и тем резче очертание индикаторной диаграммы.

Кривые закрытия окна обыкновенно строят для разных наполнений, при чем 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. 119 пунктиром, т. е. окно не открываается на ту величину a_1 , которая назначена по расчету.

После построения кривой закрытия иногда приходится переконструировать распределение, в остальном спроектированное как будто правильно.

§ 49. Определение размеров двойного золотника по заданной индикаторной диаграмме.

Заданной является индикаторная диаграмма машины, на которой отмечены все основные моменты парораспределения.

Цейнеровскую диаграмму будем строить теми же приемами, что и для простого золотника.

Опишем сначала окружность вращения кривошипа на диаметре, равном длине индикаторной диаграммы. Спроектируем на диаметр моменты предварения выпуска и начала сжатия (фиг. 121).

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.

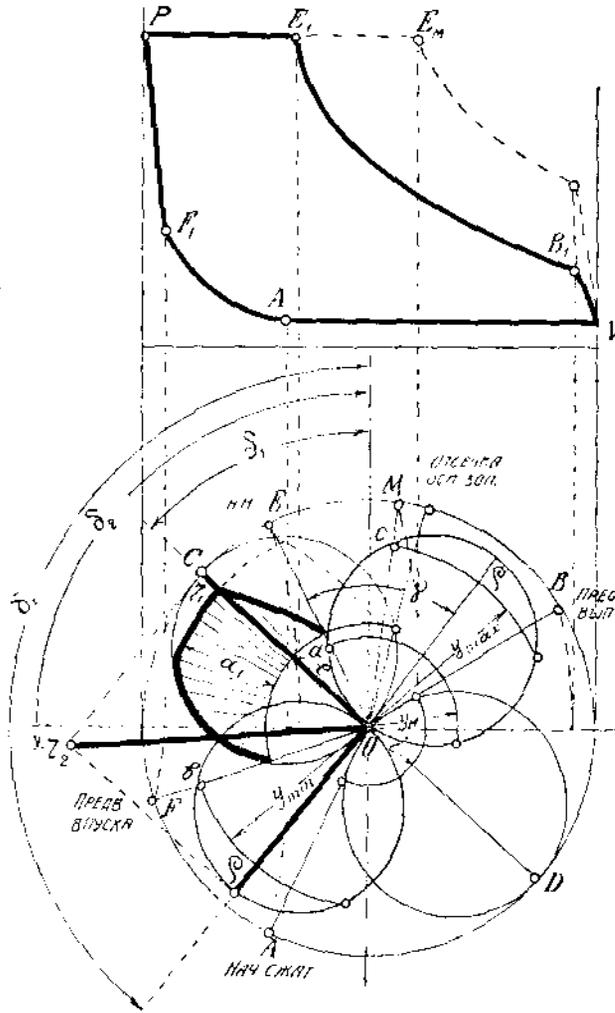
Для определения r_2 и δ_2 — эксцентриситета и угла опережения расширительного золотника, удобнее всего задаться ρ и δ_0 — относительным эксцентриситетом и его углом опережения.

Вполне целесообразно выбрать

$$\rho \cong r_1,$$

что же касается угла δ_0 , то здесь следует руководствоваться таким соображением: желательно, чтобы отсечка проходила в момент наибольшей относительной скорости золотников, т. к. при этом, очевидно,

тормажение пара будет наименьшим. Наибольшая же скорость золотников имеет место при их среднем положении.



Фиг. 121.

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, поэтому, 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 не всегда, и угол γ между ρ и OE часто приходится брать меньше 90° в особенности при больших наполнениях.

Выбрав величину и направление ρ , построим параллелограмм, в котором сторонами являются ρ и r_1 . При этом определяется по величине и направлению эксцентриситет расширительного золотника r_2 с углом опережения δ_2 .

Эксцентрики основного и расширительного золотника насаживаются на вал рядом друг с другом, и с конструктивной и с экономической точек зрения желательно оба эксцентрика отливать по одной модели, а для этого нужно, чтобы:

$$r_2 \leq 1,2 r_1$$

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. 121 пришлось взять

$$\angle \gamma < 90^\circ, \text{ и } \rho < r_1.$$

На обоих эксцентриситетах ρ (положительном и отрицательном) опишем Цейнеровские окружности для относительного перемещения золотника.

Определим теперь величину y (расстояние между наружными кромками расширительного золотника и окна в основном золотнике) для нормального наполнения машины.

Для этого наполнения y_n определится 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 мощность машины, делается в 2—3 раза больше нормального наполнения. Средним значением для максимального наполнения можно считать 40—60%.

Выбранная максимальная степень наполнения отмечена положением кривошипа OM , и соответствующая ему индикаторная диаграмма построена пунктиром.

y — для этого наполнения по-прежнему найдется пересечением линии OM с относительной окружностью в точке c . Величину y_{\max} отметим дугой радиуса Oc .

Как и y_n , y_{\max} является величиной отрицательной, т. е. окно в основном золотнике при среднем положении золотников открыто.

Теперь остается еще проверить спроектированное парораспределение

расширительного эксцентриситета r_2 . Радиусом ρ описывается окружность и проводится диаметр KL , перпендикулярный к ρ . Выбрав положение кривошипа OM для максимального наполнения и OF для минимального, через точки e 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 $dq \parallel FN$. Окно закрывается полностью в точке r . 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 соответствующую точку l кривой закрытия окна.

Для определения масштаба золотниковой диаграммы воспользуемся тем же приемом, что и для простого золотника. Из уравнения

$$Fv_m = fw$$

определим сечение канала

$$f = \frac{Fv_m}{w}$$

где F — площадь поршня, v_m — средняя скорость поршня, w — 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:

$$a = \frac{a_1}{0,8}.$$

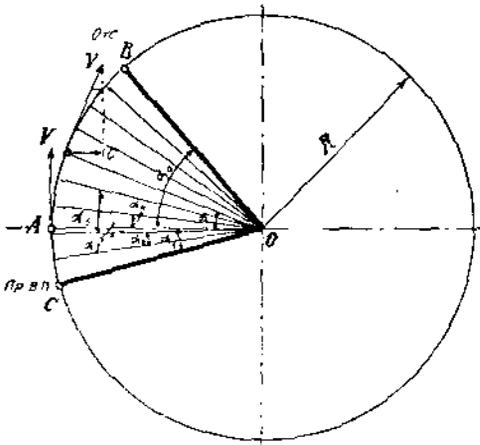
Значения для скорости пара w выбираем те же, что и для простого золотника (см. § 40), что же касается скорости поршня v_m , то для простого золотника мы принимали

$$v_m = \frac{2H}{60} \cdot n$$

(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 v_m .

Обозначим окружную скорость вращения пальца кривошипа v (см. фиг. 123).
Как известно

$$v = \frac{2\pi Rn}{60}$$



Фиг. 123.

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 выпуск нара 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 момент предварения впуска и отсечки делится на 9 равных частей (10 точек деления). По таблицам определяются синусы углов между OA и точкой деления.

Средняя скорость поршня за время впуска

$$c_{\text{ср}} = v \cdot \frac{\sum \sin \alpha}{10} = v \cdot \frac{(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots + \sin \alpha_{10})}{10}$$

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.

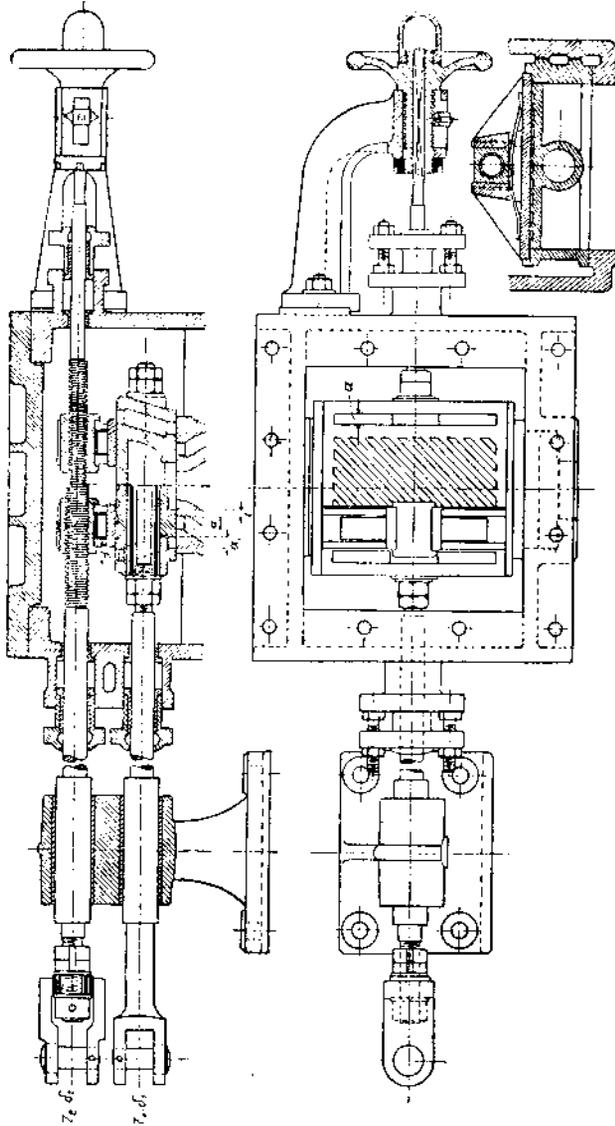
§ 50. Двойной золотник системы Мейера.

Основной золотник приводится эксцентриком с эксцентриситетом r_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 r_2 и углом опережения δ_2 .

На фиг. 124 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.



Фиг. 124.

Вращение может производиться вручную при помощи выведенного наружу маховичка, во втулку которого входит конец штока, сделанный прямоугольным (или со шпонкой). Маховичек снабжен указателем, перемещающимся по резьбе на втулке маховичка и указывающим непосредственно степень наполнения машины.

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. Пластинка будет перекрывать окно в основном золотнике на величину y_{\min} (см. фиг. 125). Левое мертвое положение пластинок отметим пунктиром; пластинка при этом сдвинется относительно основного золотника на величину относительного эксцентриситета ρ . Чтобы не произошел впуск пара в канал с правой стороны пластинки, нужно, чтобы пластинка в мертвом положении перекрывала окно на некоторую величину ε , которая называется перекрышей безопасности.

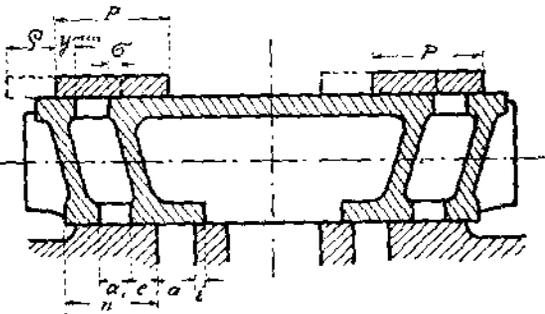
Поэтому вся длина пластинки

$$p = \rho + y_{\min} + \varepsilon$$

ε — берется 5 : 15 мм в зависимости от размеров машины. Остальные величины известны из золотниковой диаграммы.

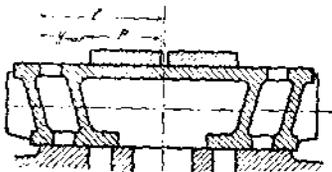
Для того, чтобы не произошел вторичный впуск пара при движении кромки основного золотника за кромку канала в зеркале, необходимо, чтобы

$$n = r_1 + \varepsilon$$



Фиг. 125.

Длина основного золотника зависит, главным образом, от величины l — расстояние от середины основного золотника до наружной кромки окна в нем.



Фиг. 126.

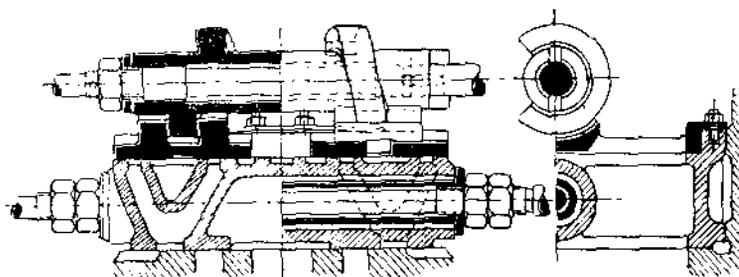
Имея в виду, что для максимального наполнения ($y = y_{\max}$) пластинки могут быть совершенно сдвинуты, размер l , как ясно из фиг. 126, определяется суммой p и y_{\max}

$$l = y_{\max} + p$$

При регулировании машины ход пластинки по основному золотнику равен сумме $y_{\max} + y_{\min} = n$. 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 $\frac{2n}{s}$ оборотов.

Так как числитель этого выражения всегда больше знаменателя, то для осуществления пределов регулирования нужно сделать несколько полных оборотов штока. Поэтому, лишь в некоторых специальных конструкциях возможен привод расширительного золотника от регулятора, вообще же в парораспределении Мейера регулятором производится дросселирование пара, а степень наполнения устанавливается вручную. Так как увеличение шага винта возможно лишь при одновременном увеличении диаметра винта, то для уменьшения числа оборотов штока и применяют винт с значительно большим диаметром, чем в нормальной конструкции Мейера. На фиг. 127 представлен золотник Гурауэра, отличающийся от рассмотренного еще и тем, что в нем применен двойной



Фиг. 127.

впуск пара (одновременно по двум каналам). Как и в золотнике Трика, при этом уменьшаются вдвое эксцентриситет ρ , U_{\max} , U_{\min} , а следовательно и u . Золотник Гурауэра, поэтому, может управляться регулятором.

§ 51. Двойной золотник Ридера.

Схема на фиг. 128 представляет собой план золотника Ридера. Каналы в основном золотнике сделаны косые под углом α к горизонтальной оси. Обычно

$$\alpha = 50 : 60^\circ$$

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.

Пластинка под действием регулятора может перемещаться в направлении, перпендикулярном к оси золотникового штока. Достигается это при помощи конструкции, схематично изображенной на фиг. 128.

На пластинке имеется два ушка (см. разрез по cd), между которыми проходит золотниковый шток. Последний при своем движении захватывает золотник при помощи секторов A на штоке.

Между секторами на штоке насажен кулачек 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 устанавливаться автоматически в зависимости от нагрузки регулятором.

При проектировании этого парораспределения должны быть определены следующие размеры:

1) Длина нижнего основания трапеции ρ . На фиг. 129 жирными линиями начерчено мертвое положение при максимальной степени наполнения, когда пластинка сдвинулась относительно основного золотника на величину ρ . 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

$$\rho - y_{\max}$$

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

$$\rho = \rho - y_{\max} + a_1 + \sigma$$

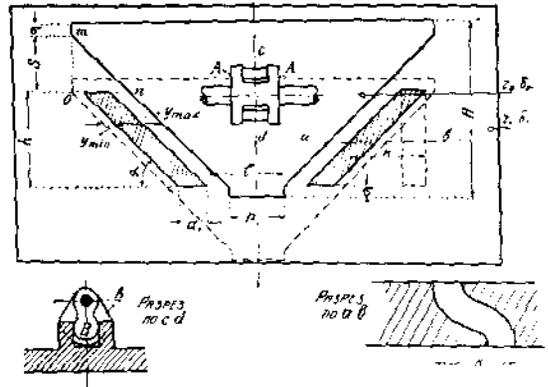
Величина σ берется в тех же пределах, что и в распределении Мейера.

2) Расстояние l (см. фиг. 128).

На фиг. 129 легко убедиться, что

$$l = \rho + \sigma$$

3) Высота пластинки, которая складывается из следующих частей: из высоты канала h , из перекрыш в верхней и нижней частях трапеции,



Фиг. 128.

каждая высотой σ , и, наконец, из отрезка s . Величина последнего легко определяется из треугольника omn .

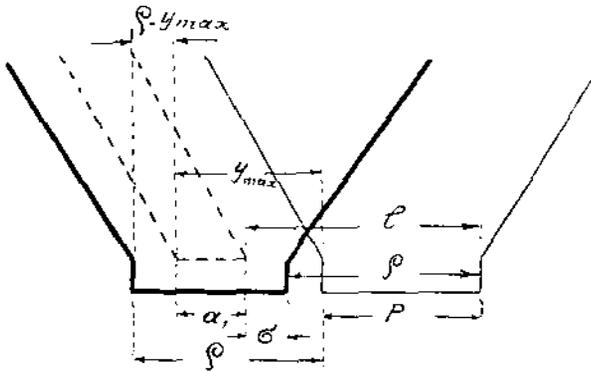
$$s = \overline{on} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

или

$$s = (y_{\max} + y_{\min}) \operatorname{tg} \alpha.$$

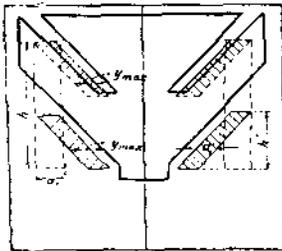
Таким образом, высота пластинки

$$H = h + (y_{\min} + y_{\max}) \operatorname{tg} \alpha + 2\sigma.$$



Фиг. 129.

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 (по два или по три с каждой стороны), в соответствии с чем и в пластинке делаются два или четыре прореза.



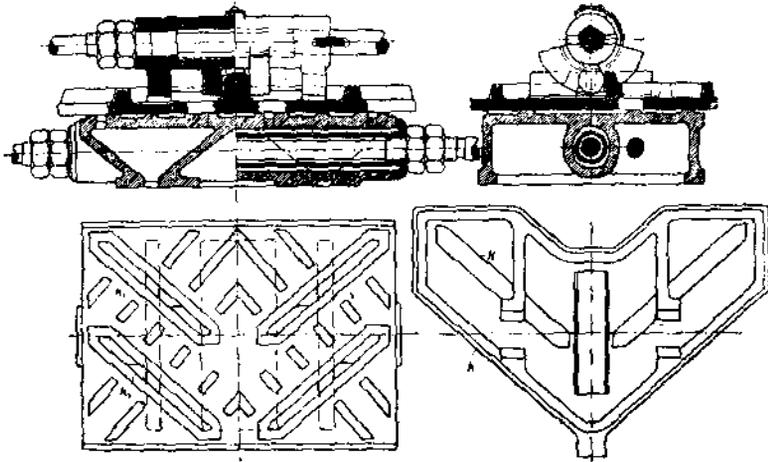
Фиг. 130.

Схема расположения золотников (в плане) для максимальной степени наполнения показана на фиг. 130.

Пунктиром намечен нижний контур окон в основном золотнике: оба окна шириной a' , и высотой h' сходятся внизу в одно окно шириной a , и высотой h . При расчете необходимо вычисленную площадь сечения f приравнять с одной стороны $a_1 h$, а с другой $2a' h'$. Конструктивное выполнение такого золотника Ридера представлено на фиг. 131 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 с необходимостью применять регулятор большой силы. Обычно плоские золотники Ридера применяют до давлений пара в 8 атмосфер и то лишь в небольших машинах. Пар при этом может применяться только насыщенный, так как от высокой температуры перегретого пара золотники коробятся.

Для уменьшения усилия, прижимающего расширительный золотник к основному, первый из них выполняют полуцилиндрическим, т. е. свертывают в полуцилиндр так, как показано на фиг. 132.

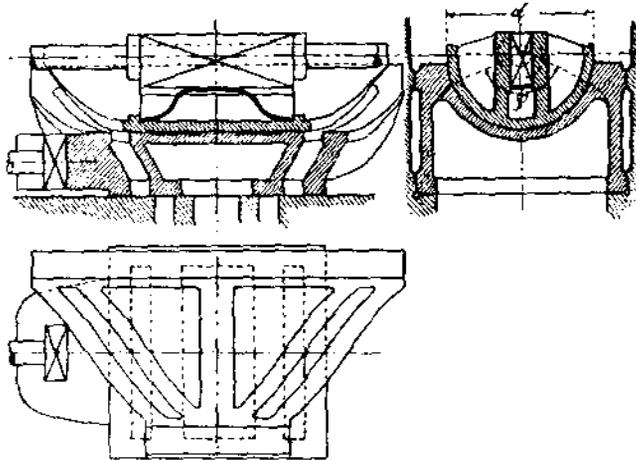


Фиг. 131.

Угол φ , на протяжении которого расположен канал в основном золотнике, делают меньше 180° .

Обычно

$$\varphi = 180^\circ - 2 \cdot 15^\circ = 150^\circ.$$



Фиг. 132.

При диаметре золотника d и длине канала h получается зависимость

$$h = \pi d \frac{150}{360}$$

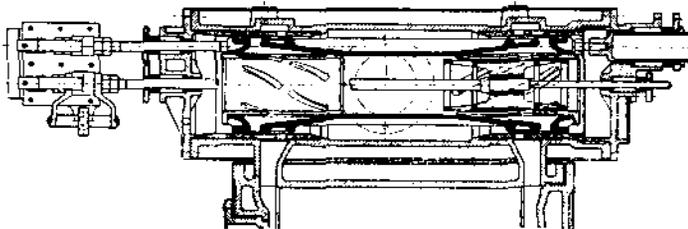
$$d = \frac{360}{150 \pi} h = 0,75 h$$

Шток расширительного золотника, при изменении степени наполнения от максимума до минимума, должен повернуться на угол

$$\gamma = \frac{\pi}{d} \cdot 360$$

Для удобства конструирования передачи от регулятора стараются получить $\gamma < 60^\circ$.

Вполне разгруженным является цилиндрический золотник Ридера, один из примеров конструкции коего представлен на фиг. 133.



Фиг. 133.

Основной золотник снабжается обычно пружинящими кольцами. Шток этого золотника делается иногда трубчатого сечения, и сквозь него проходит шток расширительного золотника.

Развертка расширительного золотника в простейшем случае может представлять из себя ряд трапеций, в соответствии с числом которых прорезается необходимое количество окон в основном золотнике. Последние на фиг. 134 заштрихованы.

Сплошными линиями вычерчена развертка расширительного золотника для максимального наполнения, пунктиром для минимального. Высота каждой трапеции должна быть взята

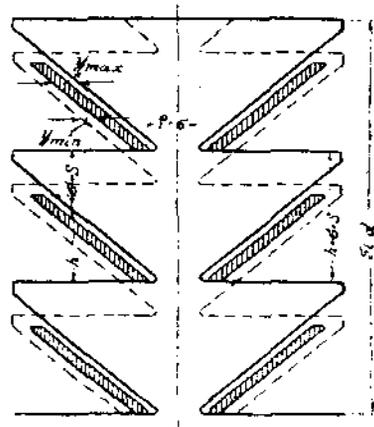
$$h = s + \sigma$$

высота всей развертки

$$\pi d = n (h + s + \sigma),$$

где n — число трапеций.

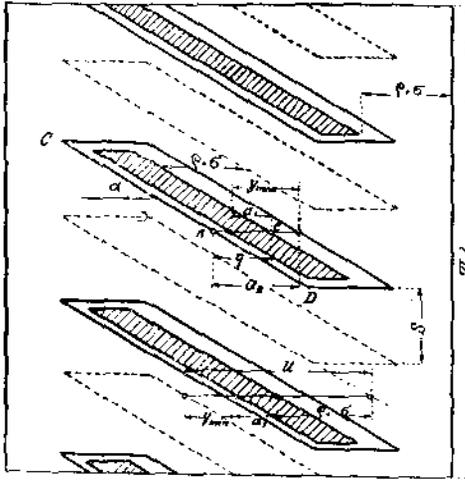
Длина развертки πd может быть уменьшена, выполняя золотник по фиг. 135, на которой представлена лишь левая часть золотника.



Фиг. 134.

Окна в основном золотнике заштрихованы. Окна в расширительном золотнике вычерчены сплошными линиями для максимального наполнения, пунктиром—

для минимального. Угол наклона окон α берется в этой конструкции 30° — 40° .



Фиг. 135.

Расстояние u между окнами расширительного золотника должно составлять (складывая последовательно отрезки, из которых оно складывается):

$$u = y_{\min} + a_1 + \rho + \tau.$$

Ширина окна a_2 должна быть выбрана так, чтобы, при установке на максимальное наполнение, кромка CD , двигаясь справа налево, открывала бы канал в основном золотнике не позже момента предварения впуска (луч OA на диаграмме Цейнера фиг. 136).

Считая, что открытие кромкой CD начнется при некотором положении кривошипа OB , мы приходим к заключению, что сдвиг

расширительного золотника из среднего положения к моменту начала впуска должен равняться отрезку q , получаемому из цейнеровской диаграммы. Поэтому, расстояние u 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

$$\frac{\pi d^2}{4} - \left[\frac{\pi d_1^2}{4} + x b (d - d_1) \right] = f,$$

где обозначают:

d_1 — диаметр втулки золотника,

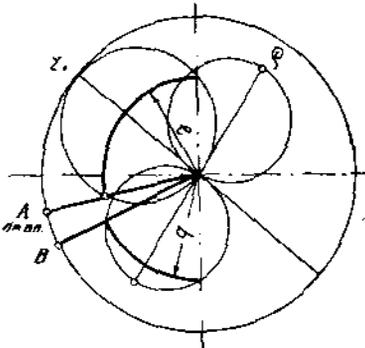
x — число радиальных ребер золотника,

b — толщина ребра,

f — необходимое сечение для прохода пара $\left(f = \frac{K}{n} c_m \right)$.

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 высоте каналов основного золотника. Происходящее при этом дросселирование пара во время холостого хода машины, конечно, никакого значения не имеет.

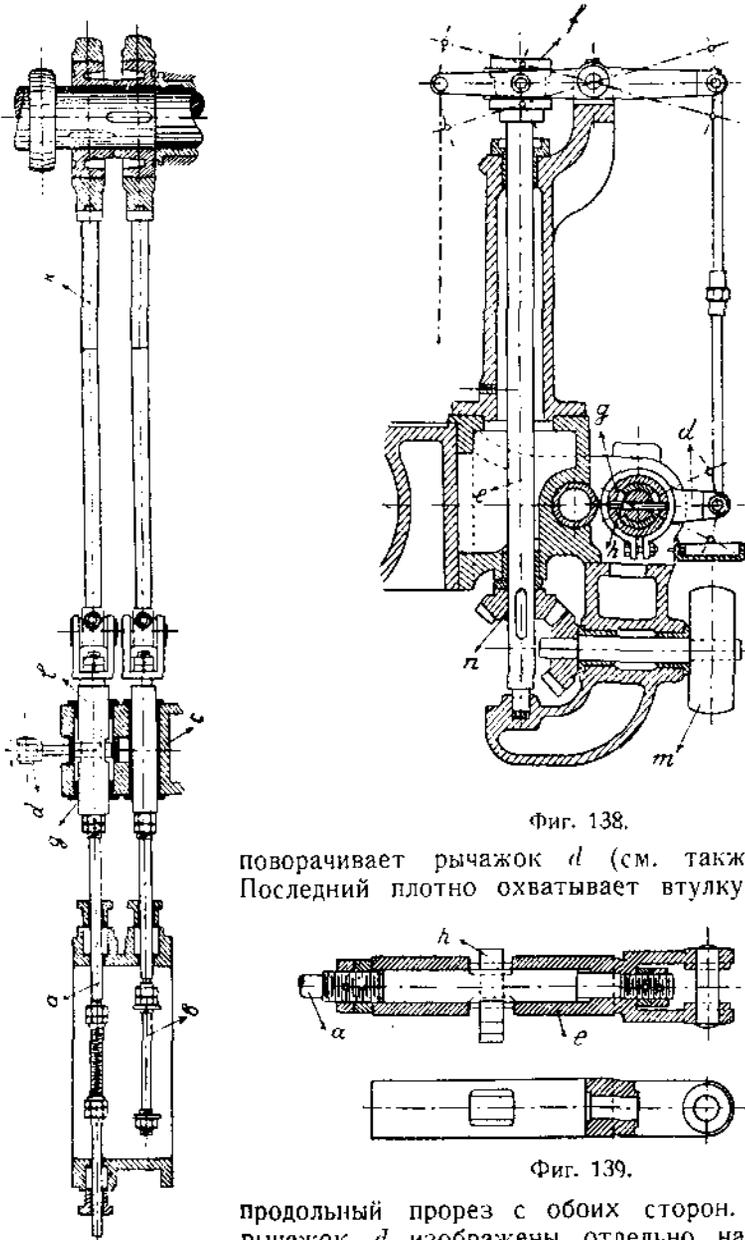


Фиг. 136.

Общее расположение привода к распределению Ридера показано на фиг. 137.

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*, (см. фиг. 138) и проводится от коренного вала машины ременной передачей от шкива *m* и коническими зубчатками *n*. При изменении нагрузки, а следовательно и числа оборотов, муфта регулятора *f*, поднимаясь или опускаясь,



Фиг. 137.

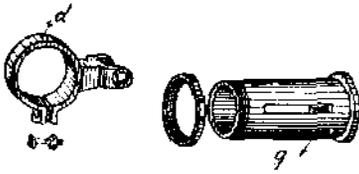
Фиг. 138.

поворачивает рычажок *d* (см. также фиг. 137). Последний плотно охватывает втулку *g*, имеющую

Фиг. 139.

продольный прорез с обеих сторон. Втулка *g* и рычажок *d* изображены отдельно на фиг. 140 в перспективе.

Золотниковый шток в месте прохода его через кронштейн *c* представлен в разрезе на фиг. 139. Поперек штока вставлена чека *h* (см.



Фиг. 140.

также фиг. 137 и 138), движущаяся в прорезе втулки *g*. При поворачивании рычага *d*, последний силой трения захватывает втулку *g*, а вместе с ней золотниковый шток. Эксцентриковая тяга *k* (фиг. 137) при этом не вращается, так как с золотниковым штоком она соединена при посредстве обоймы

e (фиг. 139), остающейся на месте при вращении штока.

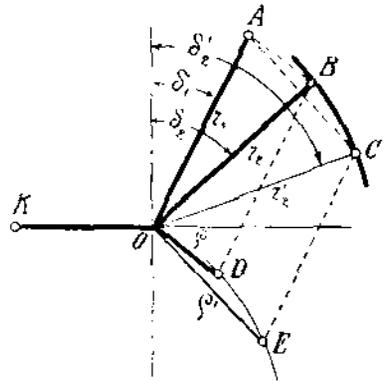
§ 52. Двойные золотники с переменным эксцентриситетом расширительного эксцентрика.

В этом параграфе мы рассмотрим двойные золотники, у которых эксцентриситет r_2 и его угол опережения δ_2 могут изменяться, величина же μ остается постоянной:

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

При изменении эксцентриситета и угла опережения расширительного эксцентрика изменяется степень наполнения машин.

Рассмотрим кривошипную диаграмму такого распределения. Когда главный кривошип находится в левом мертвом положении (ОК — фиг. 141) 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.



Фиг. 141.

Положим, что r_2 может изменяться под действием плоского регулятора, при чем 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 .

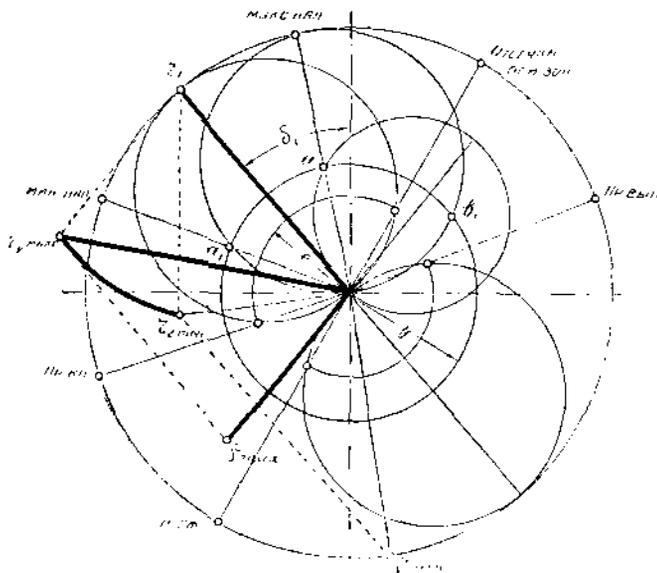
Пользуясь тем же правилом параллелограмма, найдем новое значение для ρ :

$$OE = \rho.$$

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. (См. фиг. 142). Проведя дуги внешней и внутренней перекрещ, определим положения кривошипа при предварении впуска, предварении выпуска и начале сжатия, а также и в момент отсечки основным золотником.



Фиг. 142.

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 параллелограмм, в котором диагональю служит $r_{2\max}$, а одной из сторон r_1 .

Вторая сторона этого параллелограмма представляет собой относительный эксцентриситет 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. Пересечением этой окружности с относительной Цейнеровской окружностью в точке a мы находим положение кривошипа для момента отсечки расширительным золотником.

Легко убедиться, что при заданных пределах изменения r_2 , эта степень наполнения является максимальной, больше которой мы получить не можем.

Определим теперь степень наполнения для того случая, когда регулятор переставит r_2 в положение $r_{2\min}$.

Построив параллелограмм эксцентриситетов, найдем новое значение для ρ , которое назовем ρ_{\min} .

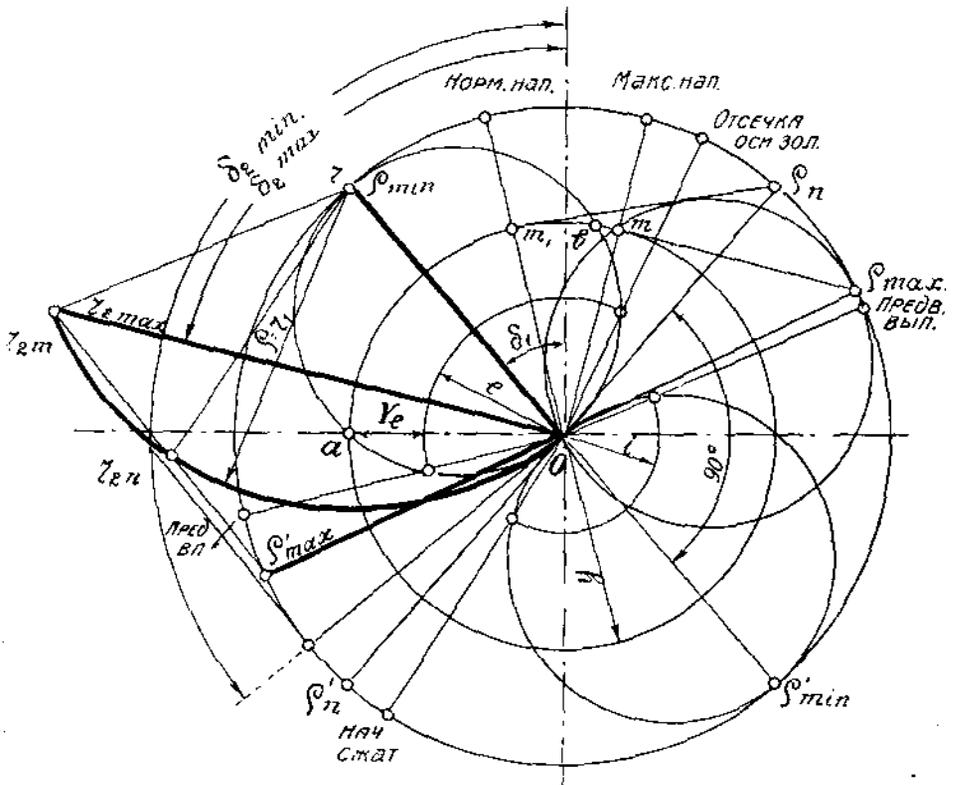
Продолжив ρ_{\min} вверх (на чертеже случайно $\rho_{\min} > r_1$), опишем на нем новую Цейнеровскую окружность. Пересечением этой окружности с окружностью y в точке a_1 мы определяем положение кривошипа в момент отсечки для минимальной степени наполнения, какую можно полу-

чить при данной кривой вершин. Если последнюю продолжить дальше, можно получить еще меньшие степени наполнения.

Необходимо следить за тем, чтобы вторая точка пересечения дуги y с относительной Цейнеровской окружностью (точка b_1) лежала бы за положением кривошипа при отсечке основным золотником. Если это требование не выполнено, то в точке b_1 начнется вторичный впуск пара, прекращающийся в момент отсечки основным золотником.

Что касается нормального наполнения, то оно должно соответствовать некоторой средней величине γ_2 и определяется методом, аналогичным вышеописанному.

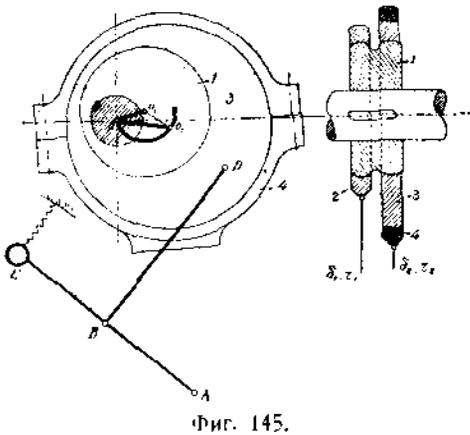
Решим теперь обратную задачу: по индикаторной диаграмме определить размеры двойного золотника с переставляемым расширительным эксцентриком (фиг. 143).



Фиг. 143.

На золотниковую диаграмму, начерченную под индикаторной, сносим основные моменты парораспределения. Положениями кривошипа в моменты предварения выпуска и начала сжатия определяются размеры основного золотника. Угол между этими двумя положениями делим пополам и находим направление диаметров (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 i .

Кривая вершин в этом случае пройдет через центр диаграммы, потому что расстояние до него от центра дуги равно r_1 .



Фиг. 145.

Теперь остается только отметить минимальную степень наполнения. В разбираемом случае она будет иметь место при $r_2 = 0$. 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, ρ_{\min} должно совпадать с r_1 , и положение кривошипа в момент отсечки мы найдем при пересечении окружности, описанной на ρ_{\min} (r_1) с окружностью радиуса μ (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 ρ_{\min} (r_1)).

Конструкцию разобранного распределения можно осуществить так, как схематически показано на фиг. 145.

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 , при чем расстояние

$$O_1O_2 = r_1 = OO_1.$$

Если наружный эксцентриковый диск мы будем вращать по внутреннему диску, то точкой O_2 будет описана окружность вокруг точки O_1 , при чем эта окружность пройдет через точку O и представит собою кривую вершин данного парораспределения.

Результирующий эксцентриситет всей системы представляется отрезком OO_2 . Это есть ничто иное, как величина r_2 на Цейнеровской диаграмме. Когда центр O_2 совпадает с точкой O

$$r = 0,$$

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 .

¹⁾ Отметим, что при размерах золотника, соответствующих фиг. 143, минимальная степень наполнения должна быть взята больше вышеуказанной, т. к. при $\rho = \rho_{\min}$ отсечка расширительным золотником произойдет при мертвом положении поршня, а в точке b окно в основном золотнике вновь откроется; произойдет вторичный впуск, продолжающийся до момента отсечки основным золотником.

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.

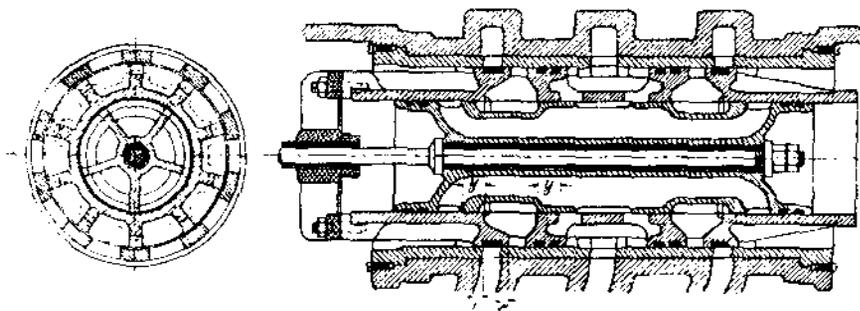
Точка опоры груза A находится на кожухе регулятора, вращающегося вместе с валом.

§ 53. Золотник Штейна.

В тех случаях, когда y отрицательно (т. е. при среднем положении), расширительный золотник держит окно в основном золотнике открытыми а также в тех случаях, когда y положительно, 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 y больше относительного эксцентриситета r_{\min} при минимальном наполнении.

Такая конструкция двойного золотника с переменным расширительным эксцентриситетом предложена инж. Штейном и изображена на фиг. 146.



Фиг. 146.

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 $\xi_0 > y$. Впуск пара в цилиндр

чена положением кривошипа OE'' . При эксцентриситете ρ''' окно в основном золотнике не будет открываться совершенно, т. к. $\rho''' < y$. Абсолютное нулевое наполнение будет иметь место при величине относительного эксцентриситета Oe , причем точка e определяется пересечением окружности y с кривой вершин для ρ . Для безопасности обычно выбирают $\rho_{\text{зад}}$ 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.

2. Клапанные парораспределения.

§ 54. Расположение, конструкция и расчет клапанов.

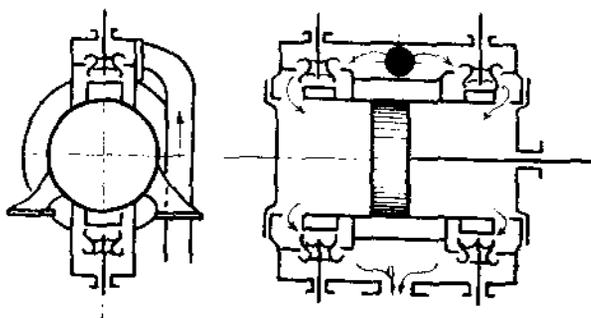
О недостатках золотниковых распределений в своем месте уже указывалось. Плоские золотники в большинстве не уравновешены, склонны к заеданию, не могут работать перегретым паром.

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 впуска и клапан для выпуска пара; лишь в машинах Штумпфа, где выпуск производится через окна посредине цилиндра, надобность в выпускном клапане отпадает, и цилиндр обслуживается лишь двумя клапанами.

Расположение клапанов на машине обыкновенно соответствует схеме на фиг. 148.



Фиг. 148.

По краям цилиндра помещаются клапанные коробки: две сверху и две снизу; в верхних коробках находятся клапана для впуска, а в нижних для выпуска пара. В некоторых случаях клапана ставятся не на цилиндре, а в его крышках, при чем последние получают значительно более сложную конструкцию, чем обычно.

Эта система, однако, выгодна в смысле обогрева крышки острым паром и в смысле уменьшения вредного пространства, т. к. длина каналов для подвода и выпуска пара получается незначительной.

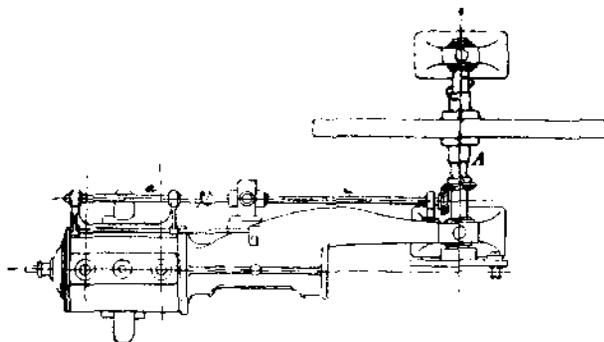
Особенно удобно такое расположение клапанов в машинах Штумпфа (фиг. 17), где при наличии лишь одного клапана в крышке легко подвести пар к клапану снизу и попутно хорошо прогреть внутренние стенки крышки.

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. 149.

От коренного вала *A*, при помощи пары конических зубчатых колес, передается вращение распределительному валу *а*, который расположен

параллельно оси машины. Передаточное отношение зубчатых колес делается равным 1 : 1, так что распределительный валик вращается с тем же числом оборотов, что и коренной вал. На распределительный валик насаживаются эксцентрики, которые при помощи специальных механизмов поднимают и опускают клапана. Эксцентрики для впускных клапанов



Фиг. 149.

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 4-х седельные.

Наиболее простой конструкцией обладает, однако, клапан односедельный — тарельчатый (фиг. 150). Он дает к тому же абсолютную плотность запирания 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 под'ема клапана приходится затрачивать значительное усилие, требующее неконструктивно солидных деталей приводного 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 под'ема. Благодаря высокому сжатию в прямоточных машинах, результирующее давление на клапан в момент его под'ема невелико. Специально сконструированным приводным механизмом Штумпфу удается достигнуть большого под'ема клапана даже при малых степенях наполнения (см. § 65).

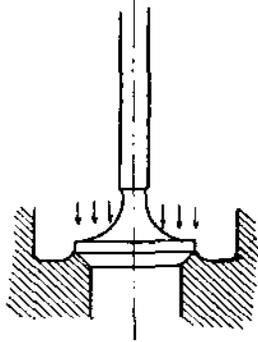
Двухседельный клапан (фиг. 151 и 152) представляет из себя тело вращения, соединенное ребрами со втулкой. Клапан опирается на две кольцевых поверхности, которые могут быть образованы или непосредственно в отливке цилиндра, или на специальных гнездах, вставляемых в цилиндр.

Применение вставных гнезд вызывается той необходимостью, что клапан, притертый в холодном состоянии, удлиняется при нагреве его паром в меньшей степени, чем отливка цилиндра, стенки которого гораздо толще тела клапана. Расстояние между опорными поверхностями изменяется, и плотность прилегания клапана нарушается.

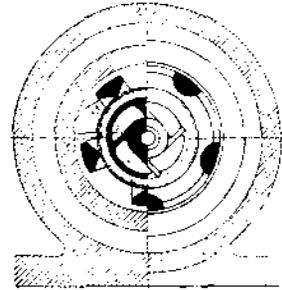
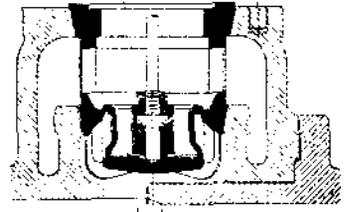
Обычно рекомендуется притирку клапана производить в горячем состоянии, но практически это иногда вызывает значительные затруднения. Размеры же вставных гнезд можно подобрать так, что удлинение

их будет 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 проверять на станке, а в случае срабатывания — сменить без больших затрат.



Фиг. 150.



Фиг. 151.

Опорные поверхности клапана делаются или горизонтальными, или наклонными; в последнем случае они выполняются или параллельно друг другу, или сходящимися в общей вершине.

Все эти способы образования опорных поверхностей почти равноценны.

Клапаны всегда делаются чугунными с толщиной стенки $\delta = 5 \div 10$ мм. Ширина опорных поверхностей клапана обычно составляет $s = 2 \div 4$ мм.

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:

$$d_a = d_i + 0,5 \div 1 \text{ мм.}$$

Неуравновешенная площадь клапана составляет:

$$\frac{\pi}{4} \left[(d_a + 2s)^2 - (d_i - 2s)^2 \right]$$

Разница между диаметрами, впрочем, весьма не велика, так что сила давления пара на неуравновешенную площадь незначительна, и большого усилия для подъема клапана не требуется.

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 $2\pi dh$.

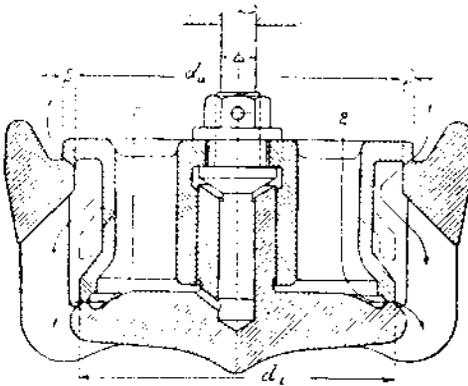
Клапан должен иметь вполне надежное направление. В той конструкции, которая изображена на фиг. 152, дается двойное направление:

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.

$$\Delta = 10 \text{ : } 25 \text{ м. м.}$$

Втулка клапана соединена с телом его при помощи ребер. Ребра эти могут быть расположены или радиально, или тангенциально (фиг. 151).



Фиг. 152.

Вторая схема является для высоких температур пара более рациональной, т. к. при расширении ребра стремятся как бы повернуть клапан вокруг его втулки, в то время, как при радиальном направлении ребер, они способны превращению круглого сечения клапана в многогранное.

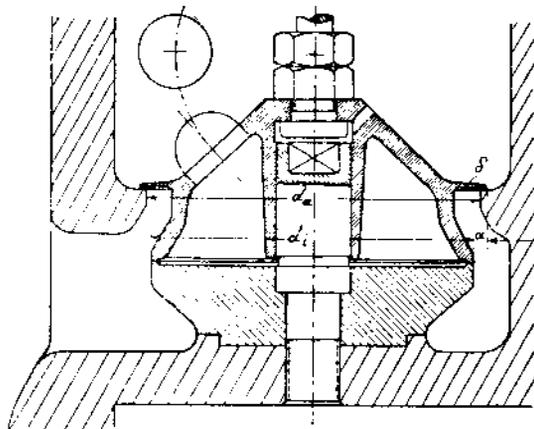
Для достижения абсолютной плотности запирания клапаном при любых температурах Штумпф предложил конструкцию пружинящего клапана, представленного на фиг. 153.

В этом клапане разность между диаметрами d_n и d_i значительно больше, чем в нормальном типе. Клапан Штумфа изготавливается из стали; толщина кольцеобразной части δ делается весьма незначительной:

$$\delta = 1 \text{ : } 2,5 \text{ м. м.}$$

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.

Расчет клапанов производится по тем же формулам, что и для золотниковых распределений. Необходимое сечение для прохода пара:



Фиг. 153.

$$f = \frac{F \cdot c_m}{w}$$

где F — площадь поршня, v_m — средняя скорость поршня во время впуска, 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 загромаждено стенками и ребрами клапана, можно положить

$$k \cdot \frac{\pi d^2}{4} = f$$

(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 подеме клапана на величину h , пар, как мы уже установили, проходит по сечению $2\pi dh$.

Из формулы:

$$f = 2\pi dh$$

определяется необходимый подъем клапана. При конической поверхности клапанных гнезд (фиг. 154), расстояние между клапаном и гнездом, перпендикулярное к потоку пара, измеряется отрезком x . Поэтому

$$f = 2\pi dx,$$

или, так как $x = h \cdot \cos\alpha$:

$$f = 2\pi dh \cdot \cos\alpha.$$



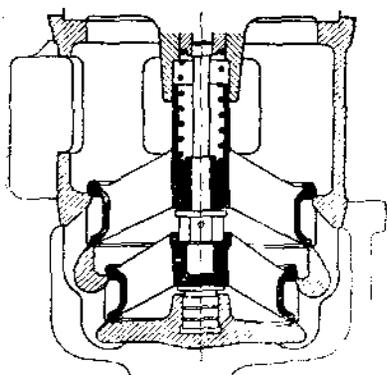
Фиг. 154.

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.

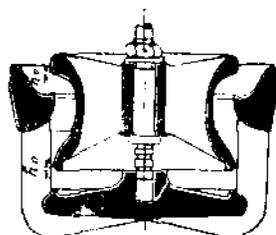
На фиг. 155 дана конструкция 4-х седельного клапана, состоящего из двух отдельных клапанов. Верхний из них насажен на шток свободно и прижимается к своему гнезду специальной пружиной. 4-х седельные

клапана дают возможность значительно уменьшить диаметр и высоту под'ема 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,



Фиг. 155.



Фиг. 156.

во избежание удара о седло. Чтобы примирить оба эти требования, клапан выполняют иногда с перекрышами h_0 (Фиг. 156). Общий под'ем клапана при этом составляет $h + h_0$. Момент отсечки наступает тогда, когда клапан отстоит от гнезда на величину h_0 . С этого момента падение можно замедлить, и уменьшить, таким образом, удар при посадке.

§ 55. Классификация механизмов для привода клапанов. Общая оценка клапанных распределений.

Механизмы для под'ема и опускания клапанов делятся на две основных группы: принудительные и расцепные (последние называются также механизмами со свободным падением клапана).

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.

Механизмы принудительные могут работать с постоянной и переменной степенями 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. Выравнивание наполнений в обеих полостях цилиндра и точное осуществление намеченной индикаторной диаграммы, поэтому, вполне возможны.

3) Плотность запираания 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 под'ема 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 коэффициент полезного действия машины достаточно высок.

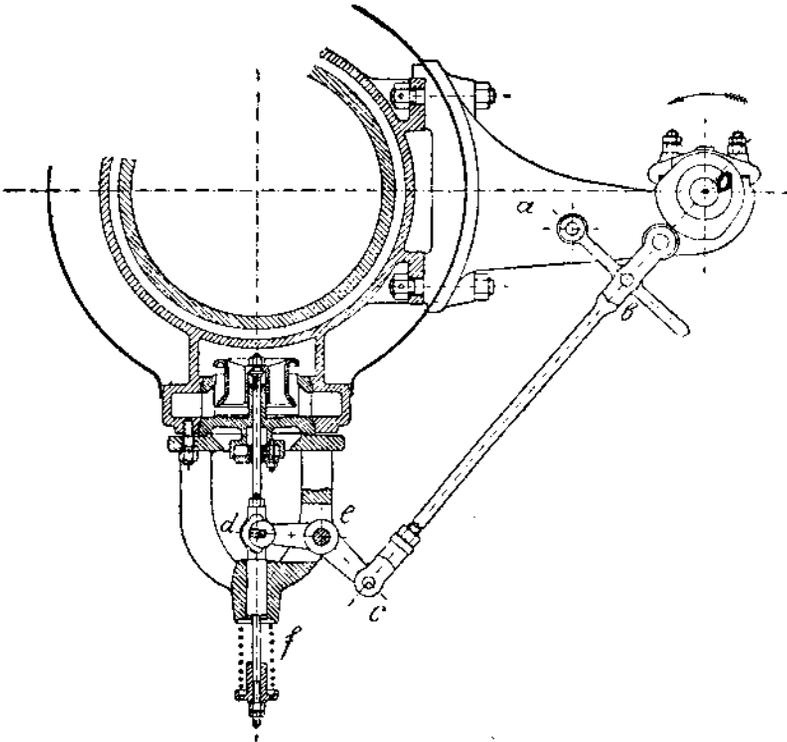
6) Закрытие каналов клапанами совершается быстро, уменьшая дросселирование пара в конце впуска: механизм для привода клапана легко может быть спроектирован так, что в момент отсечки скорость падения клапана будет достаточно высока.

§ 56. Кулачные шайбы.

Простейшим механизмом для передачи движения клапану при постоянной степени наполнения являются кулачные шайбы.

Чертеж такого распределения для выпускного клапана дан на фиг. 157.

На распределительном валике, центр которого находится в точке *a*, 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.



Фиг. 157.

Плотное прилегание клапана к гнездам, а также прижатие ролика к кулачной шайбе достигается действием пружины *f*, находящейся под клапаном.

В случае равноплечого рычага: $r_1 = r_2 = h$.

Выбрав из конструктивных соображений радиус шайбы r_2 и зная величину h , мы находим радиус кулачного выступа r_1 . Этим радиусом описывается дуга, а переходные части выступа близ точек a и b очерчиваются обычно прямыми линиями и дугами круга.

Для того, чтобы ролик, катящийся по шайбе, без удара вступал на выступ, желательно, чтобы переход от точки a к выступу происходил по касательной в точке a . При этом, однако, получается незначительная скорость клапана в момент открытия и закрытия его. Поэтому обычно переходную линию проводят под некоторым углом α к касательной. Угол α составляет от 20° — 30° и как крайний максимум достигает 40° . При выборе величины α необходимо принимать во внимание число оборотов машины. Если машина быстроходная, то крутой подъем переходной линии на шайбе, т. е. большой угол α вызывает значительные силы инерции в распределительном механизме, что при недостаточно сильной пружине может повлечь за собой отход ролика от шайбы и нарушение принудительности парораспределения. Поэтому в быстроходных машинах стремятся сделать α по возможности меньше.

В тихоходных машинах силы инерции не так велики и позволяют применять большие значения угла α .

Между прямой линией и дугой радиуса r_1 производится скругление возможно большим радиусом.

Для того, чтобы правильно заклинить шайбы на распределительном валике, необходимо связать ее положение с положением кривошипа.

Если бы направление тяги bc совпадало с прямой kk_1 на фиг. 159, а положение угла aob относительно той же прямой соответствовало кривошипной диаграмме (фиг. 158), считая kk_1 за мертвые положения поршня, то при правом мертвом положении ролика для левой полости цилиндра должен был бы находиться в точке n , соприкасаясь с точкой n_1 шайбы. В действительности направление тяги совпадает с прямой EE_1 , делящей угол γ пополам, и ролик при мертвом положении поршня находится в точке m . 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 n_1 .

Если на вычерченной на фиг. 159 шайбе нанести положение kk_1 , под углом β к EE_1 (оно может быть и не горизонтально) и отметить затем на изготовленной шайбе линию kk_1 риской, то при сборке машины необходимо следить затем, чтобы при мертвом положении кривошипа риска эта совпадала бы с направлением тяги bc . Угол β при этом берется из кривошипной диаграммы (фиг. 158).

§ 57. Эксцентрикковый механизм с катящимся рычагом.

Наиболее распространенными механизмами для привода клапанов являются эксцентрикковые.

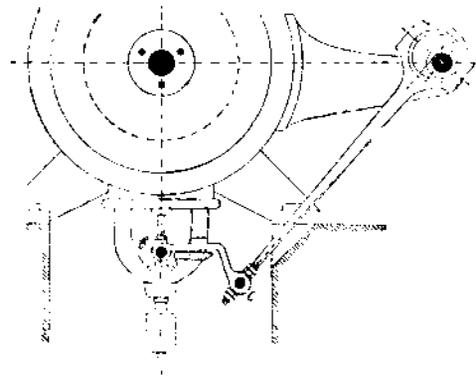
Эксцентрики помещаются на распределительном валике и передают движение клапанам при помощи более или менее сложных рычажных передач.

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. 160 представлена конструкция такого распределения, а на фиг. 161 его схема.

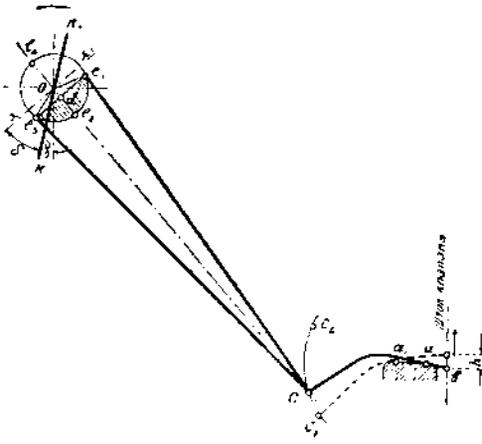
Из центра O распределительного валика начертим окружность, которую описывает эксцентриситет эксцентрика. Радиус этой окружности обозначим r (фиг. 161).

Для под'ема клапана эксцентриковым механизмом часто применяется катящийся рычаг. Последний в точке e соединен с эксцентриковой тягой и в точке b с клапанным штоком. Постоянной точки опоры рычаг не имеет, а может перекатываться по подушке.



Фиг. 160.

Точка опоры рычага, при движении конца эксцентриковой тяги вниз, перемещается по подушке справа налево. В начале под'ема клапана точка опоры рычага (фиг. 161) находится весьма близко от клапанного штока в точке a .



Фиг. 161.

Передаточное отношение $\frac{ae}{ab}$

велико, и значительное перемещение точки e вызывает небольшой под'ем клапана. В начале под'ема скорость клапана, поэтому, незначительна.

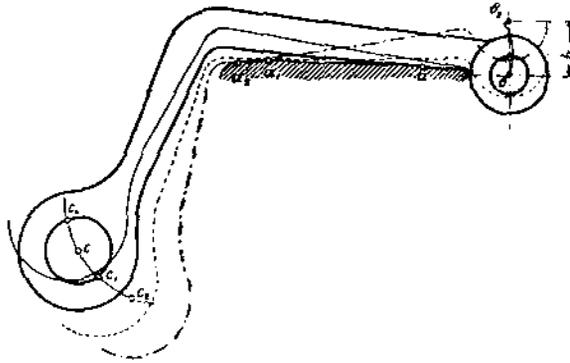
Но точка опоры a быстро переходит в положение a_1 . Отношение $\frac{a_1e}{a_1b} < \frac{ae}{ab}$, и скорость под'ема клапана увеличивается.

Таким же образом действует механизм и при посадке клапана, когда точка e 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 не велико, то силы инерции при под'еме клапана получаются небольшими. В этом случае можно допускать сравнительно высокие скорости под'ема 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 большем масштабе (фиг. 162). Подушка имеет слабую выпуклость с более значительным откосом с наружной стороны. Положение рычага с точкой опоры a соответствует моменту предварения выпуска (речь идет о выпускном клапане).



Фиг. 162.

Конец рычага, связанный с эксцентриковой тягой, перемещается по некоторой кривой e_2c_1 . 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, находившийся в точке b , поднимется на величину h_1 (на чертеже этот размер не нанесен) и настолько же поднимет клапан. При дальнейшем перемещении точки c вниз, она займет положение c_2 , при чем 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_2 , то эксцентриситет занимает положение Oe_2 , совпадающее со средним направлением эксцентриковой тяги (фиг. 161)¹⁾.

Точке c будет соответствовать иное положение эксцентриситета, которое легко найдется, если из точки c радиусом, равным длине эксцентриковой тяги e_2c_2 , 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_3 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_3 , а эксцентриковая тяга e_2c , то рычаг cb находится в положении предварения выпуска, при чем его точка опоры лежит в a ; при вращении эксцентриситета по направ-

¹⁾ Под средним положением эксцентриковой тяги мы будем понимать в дальнейшем линию, соединяющую центр распределительного валика с концом рычага в момент начала подъема клапана (точка c).

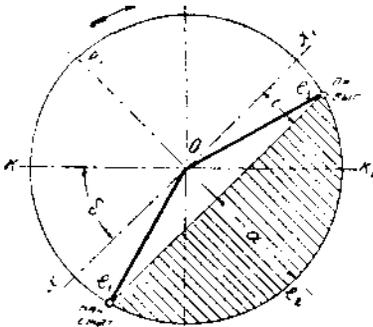
лению стрелки, точка e начнет опускаться вниз; когда эксцентриситет придет в свое мертвое положение Oe_2 , то конец тяги достигнет своего крайнего положения e_2 , а клапан поднимется на максимальную величину h .

По выходе из крайнего положения, точка e_2 начнет подниматься вверх, а клапан—постепенно опускаться. Когда эксцентриситет займет положение Oe_1 , что соответствует той же точке e положения рычага—клапан закроется.

При дальнейшем вращении эксцентриситета от точки e_1 нижний конец эксцентриковой тяги продолжает подниматься, при чем рычаг отделяется от подушки, вращаясь вокруг точки b , которая будет служить его неподвижной точкой опоры.

При положении эксцентриситета Oe_4 точка e достигнет наивысшего положения (e_4 —рычаг на фиг. 162 начерчен тонкими линиями), после чего рычаг начнет опускаться вниз, пока, при положении эксцентриситета (Oe_3 , не сядет опять на подушку в точке a .

Таким образом, путь, проходимый эксцентриситетом от точки e_1 до e_3 по направлению стрелки, является как бы холостым ходом, при котором все части механизма переставливаются, но клапан остается в покое.



Фиг. 163.

Сравним рассмотренную схему с золотниковой диаграммой Мюллера (фиг. 163). Отметим на этой последней моменты предварения выпуска и начала сжатия. Линия e_2e_4 , 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_2e_4 на схеме клапанного распределения (фиг. 161) и на диаграмме Мюллера аналогичны. Если на фиг. 161 провести линию xx_1 , перпендикулярную e_2e_4 , то эта линия укажет среднее положение эксцентриситета. Если соединить точки e_1 и e_3 прямой линией, то последняя окажется параллельной линии xx_1 . Расстояние между этими двумя прямыми представляет из себя 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 переставливается наружный распределительный механизм.

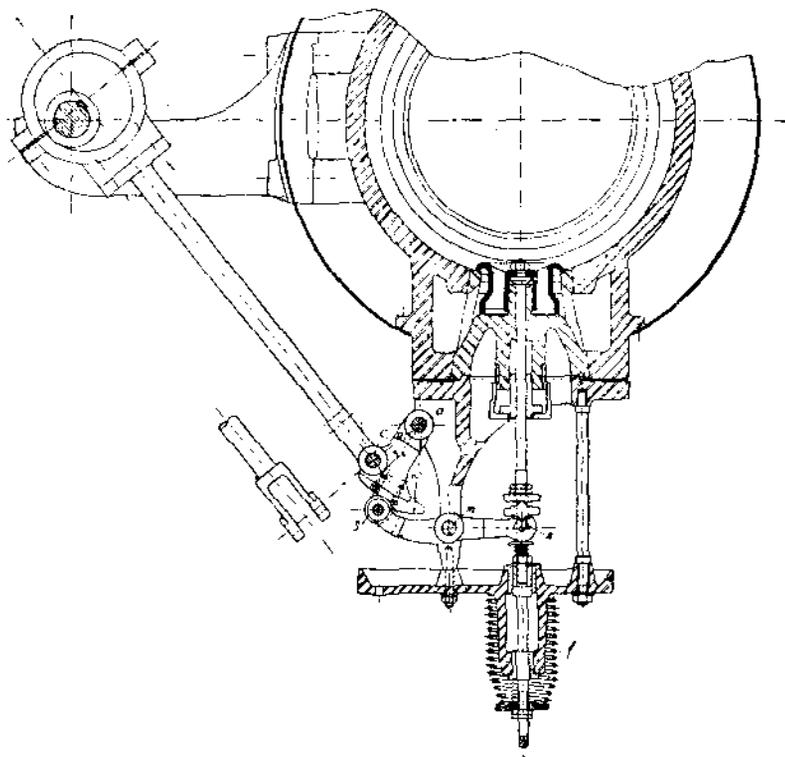
Расстояние de_2 , аналогичное величине открытия окна a на золотниковой диаграмме Мюллера, представляет собою перемещение точки e за время от начала выпуска до момента максимального подъема клапана. Если бы рычаг cab был равноплечим, то длина de_2 представляла бы собою подъем клапана.

Теперь остается связать положения эксцентриситета с главным кривошипом. При положениях эксцентриситета Oe_1 и Oe_3 кривошип находится в положениях начала сжатия и предварения выпуска.

Положение эксцентриситета при мертвом положении кривошипа найдется при помощи золотниковой диаграммы. На последней (фиг. 163) 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). 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 поршня 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 . Расчетом определяется необходимая высота подъема клапана h ; вычерчивается конструктивно катящийся рычаг и та кривая, которую описывает точка e при подъеме и опускании клапана. На протяжении ee_2 эта кривая строится по точкам; на участке же ee_1 она описывается дугой круга из центра b радиусом bc . Так как перемещение ee_2 приблизительно равно отрезку a (на фиг. 163), то сравнением этих двух величин определяется масштаб диаграммы (фиг. 163), в частности находится эксцентриситет эксцентрика r .



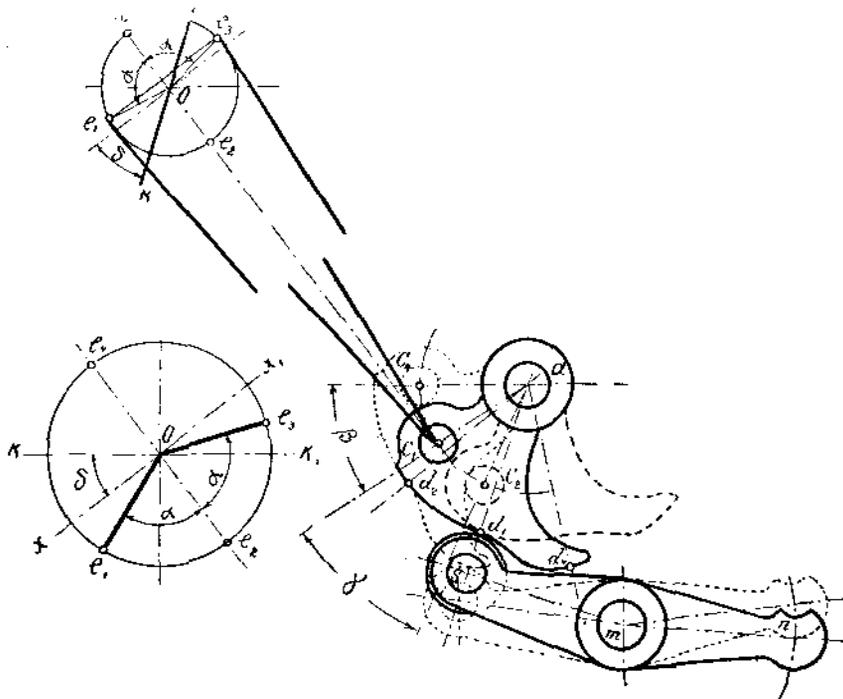
Фиг. 164.

Радиусом r на фиг. 161 описывается окружность. Через центр O проводится среднее направление эксцентриковой тяги Oe .

Длиной эксцентриковой тяги e_3e_2 делается засечка из точки e и определяются положения эксцентриситета Oe_3 и Oe_1 для начала и конца выпуска. Если угол e_1Oe_3 не равен тому же углу на диаграмме фиг. 163, надо несколько изменить эксцентриситет r или профиль подушки катящегося рычага. Засечкой из точки e_4 определяется положение точки e_4 . Наконец, из золотниковой диаграммы переносится линия мертвых положений главного кривошипа KK_1 .

§ 58. Качающиеся кулаки.

Другим весьма распространенным механизмом для подъема клапанов является механизм с качающимся кулаком. Конструкция этого механизма в применении к выпускному клапану машины сист. Кольмана представлена на фиг. 164, а схема парораспределения—на фиг. 165.



Фиг. 165.

В точке a подвешен к корпусу машины кулак, представляющий из себя как бы часть кулачной шайбы. Точка e_1 этого кулака соединена с тягой эксцентрика, насаженного на распределительном валике. При вращении эксцентрика точка e_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 s двулучевого рычага, имеющего точку опоры в m . Точка n этого рычага соединена с клапаным штоком. Последний заканчивается внизу тарелкой, между которой и неподвижным корпусом клапанной коробки заложена пружина f .

Когда точка e_1 , а вместе с ней и весь кулак поднимется вверх, то кулачный выступ заставит конец s двуплечего рычага опуститься, а точку n вместе с клапанным штоком подняться.

При обратном качании кулака, когда точка e_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 парораспределения. Разность радиусов $r_1 - r_2 = hk$, где h — подъем клапана, а k — передаточное число механизма.

При проектировании распределения, рычаг svn и кулак вычерчиваются в момент предварения выпуска (сплошными линиями на фиг. 165), так, чтобы ролик рычага находился при начале взбега на кулачный выступ. Конечно, необходимая высота подъема клапана определяется предварительно. Из центра распределительного валика O опишем окружность вращения эксцентриситета, задавшись предварительно величиной последнего. Обычно $r = 2h \div 3h$.

Проведя среднее направление эксцентриковой тяги, которое может быть принято касательным к дуге e_2e_4 , наметим крайние положения эксцентриситета Oe_2 и Oe_4 .

Из кривошипной диаграммы (слева внизу на фиг. 165) перенесем на эксцентриковую окружность углы α и отметим положения эксцентриситета Oe_3 и Oe_1 в моменты предварения выпуска и начала сжатия. Из точек e_2 и e_4 радиусом, равным длине эксцентриковой тяги $e_1e_3 = e_1e_2$, сделаем засечки на дуге перемещения точки e и определим, таким образом, крайние положения точки схвата кулака в e_2 и e_4 . Соответственные положения кулака вычерчены простым и точечным пунктиром. При этом проверяется, правильно ли выбраны размеры кулака по длине его рабочей поверхности и не будет ли происходить сбегание ролика с кулака при наивысшем положении последнего.

Ту же проверку можно произвести и иным путем.

Для этого отметим углы β и γ между положениями ae_1 , с одной стороны, и ae_4 и ae_2 — с другой. Когда точка схвата кулака перейдет из e_1 в e_4 , то с роликом придет в соприкосновение точка d_4 кулака, при чем угол $d_4ad_1 = \beta$.

При другом крайнем положении кулака (точка e_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_4 , при чем d_1d_4 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_4 лежала на кулаке, а не вне его. По отношению к точке d_2 это требование необязательно.

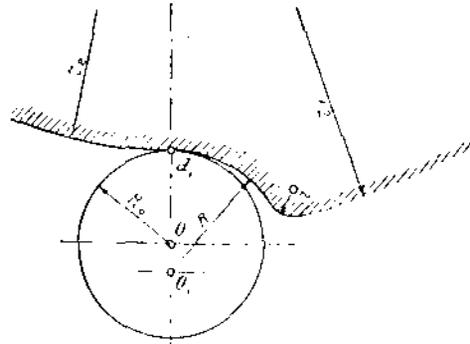
Для того, чтобы обеспечить плотное прижатие клапана к гнездам пружины и для уменьшения срабатывания трущихся частей, дугу d_1d_2 очерчивают обычно не из точки a , а несколько меньше радиусом из точки a_1 (см. фиг. 164). Иногда дугу, проходящую через d_1 , очерчивают радиусом большим, чем r_1 , для того, чтобы клапан, поднявшись полностью, не останавливался бы, а постоянно находился в движении. Этим уменьшается возможность повисания клапана в поднятом состоянии, вследствие заедания.

Для возможности правильного заклинения 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_1 по направлению вращения распре-

делительного валика. Линия KK_1 представляет собою положения эксцентриситета при мертвых положениях кривошипа.

Способ очертания переходной кривой кулака показан на фиг. 166. Поставив ролик в точку d_1 (начало взбегания), из точки O_1 описываем дугу радиусом $R_0 + OO_1$. Скругление производится радиусом $r = OO_1$. Диаметр ролика обычно составляет 30—50 м/м. OO_1 — принимают равным 5—10 м/м., при чем большее значение выбирается для быстроходных машин.

Качающиеся кулаки имеют то преимущество перед катящимися рычагами, что при больших степенях наполнения или выпуска в первых увеличивается продолжительность открытия канала, высота же под'ема клапана остается без изменения; при рычагах же большие степени наполнения достигаются увеличением под'ема клапана, совершенно бесполезным и заставляющим ставить весьма сильные пружины.



Фиг. 166.

§ 59. Принудительные распределения с переменной степенью наполнения. Распределение Виднмана.

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 остается постоянным, 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.

Имеется 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 распределение Виднмана, а в виде примера распределения с переменным эксцентриситетом и углом опережения рассмотрим распределение Лентца.

В распределении Виднмана один эксцентрик обслуживает и выпускной, и впускной клапаны, при чем перемещение выпускного клапана производится при помощи катящегося рычага по схеме, которую мы рассматривали в § 57. Движение же впускного клапана заимствуется от хомута эксцентрика и через рычажную передачу, находящуюся под воздействием регулятора, передается клапану. Общий вид парораспределения представлен на фиг. 167.

С точкою m на хомуте эксцентрика соединена серьга mn . Последняя шарнирно связана с рычагом np . Рычаг этот посредине имеет точку опоры o , принадлежащую рычагу or , при чем через точку o проходит ось валика, параллельного оси машины. Валик может поворачиваться вокруг своей оси под действием регулятора. С концом p рычага np соединяется тяга ps , приводящая клапан с помощью катящегося рычага sf .

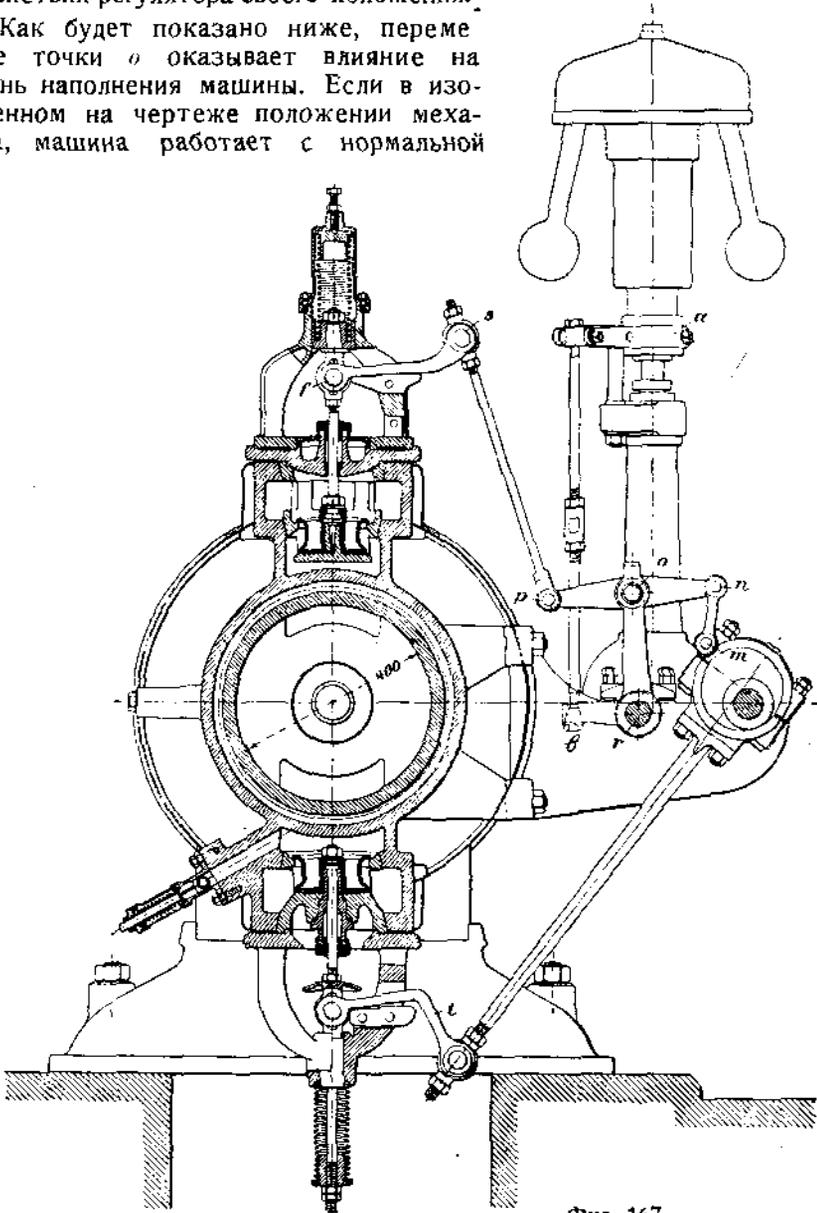
При вращении эксцентрика точка n качается по дуге круга вокруг неподвижной точки o . При под'еме точки n опускается точка p , траекто-

рия 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 *a* при помощи вертикальной тяги связана с рычажком *br*. Если число оборотов машины увеличивается, муфта регулятора поднимается, поворачивая валик *r*. Рычаг *ro* отклоняется, поэтому, от своего первоначального положения, а вместе с ним переставляется и рычаг *pn*.

При уменьшении числа оборотов, точка *o* и рычаги *or* и *np* перемещаются в обратном направлении. Заметим, что точки *m* и *s* не меняют при действии регулятора своего положения.

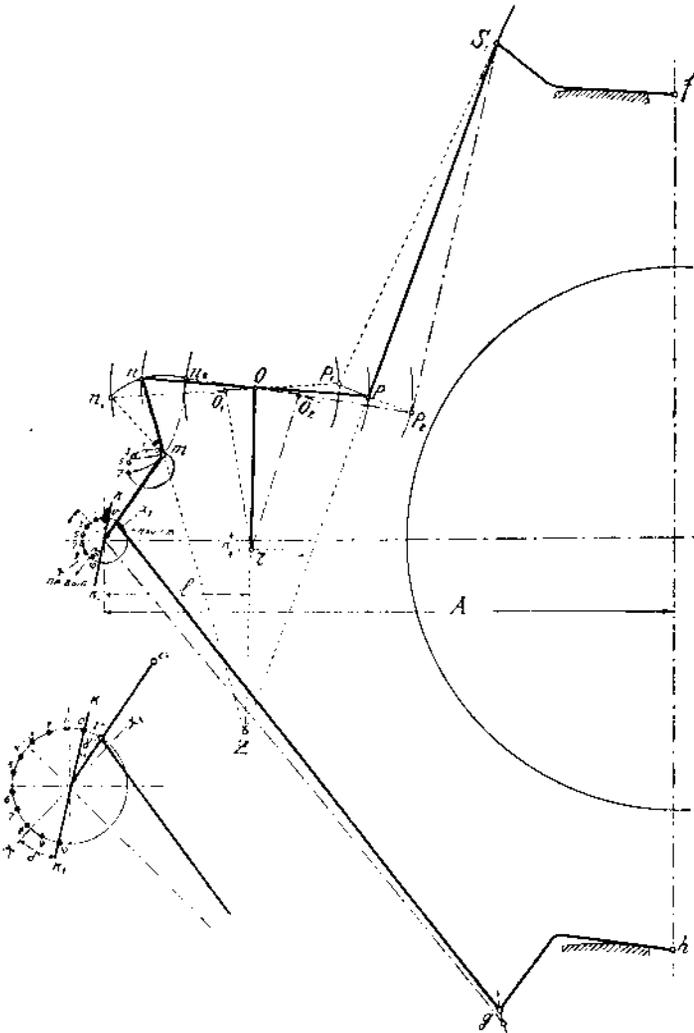
Как будет показано ниже, перемещение точки *o* оказывает влияние на степень наполнения машины. Если в изображенном на чертеже положении механизма, машина работает с нормальной



Фиг. 167.

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.



Фиг. 168.

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. 168, исследуем вопрос, каким образом перемещение рычага or влияет на степень наполнения машины.

Центр эксцентрика описывает окружность вокруг центра O распределительного валика. 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 § 57.

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. 168, на которой линия мертвых положений KK_1 у нас уже нанесена.

Делая засечки из точек 0, 1, 2, 3 . . . радиусом rm 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 fs должен занимать то же самое положение, что и в момент предварения впуска. Для этого необходимо, чтобы rs и rn в 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 n радиусом nm . Так как эта дуга пересекается с траекторией точки m лишь в одной точке (3), то, очевидно, в момент отсечки серьга mn занимает положение $n3$, эксцентриситет — положение 03, 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 r , m и s должны остаться на месте, а перемещается лишь рычаг nr .

Для того, чтобы точка m сохранила свое положение, точка n при перестановке регулятора должна перемещаться по дуге круга вокруг точки m . Для определения нового положения рычага rn мы должны, поэтому, из точки o_1 сделать засечку радиусом on на дуге, описанной из центра m радиусом mn . Мы найдем при этом, что точка n переместится в n_1 ; соединив n_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 изложенного, 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 — $o_1mn_1p_1s$ на схеме вычерчено простым пунктиром. Определение степени наполнения при этом производится так же, как было показано для нормальной нагрузки (30%).

Из точки n_1 проводится дуга радиусом n_1t , которая пересечет эллипсоидную кривую, положим, в точке 7. Это значит, что при новом положении механизма отсечка произойдет на 70% хода поршня; поворо-

том 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 (vm_2p_2s).

Дуга, описанная из точки n_2 , пересекает теперь траекторию точки m в точке O . Таким образом, при этом положении механизма степень наполнения достигнет минимальной величины 0% .

Если максимальная степень наполнения машины должна составлять как раз 70% , то углом a_1ro_2 измеряются пределы регулирования, и в зависимости от величины его выбирается подьем 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 n найти на пересечении дуг радиуса mn из точек m и 3 . Если максимальное наполнение должно составлять 70% , то точка n_1 найдется на пересечении дуг из точек m и 7 .

Описав дугу из точки r радиусом ro , откладываем

$$n_1o_1 = ro$$

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 распределения связаны с диаметром парового цилиндра.

| Диаметр цилиндра D | Эксцентрис. эксцентрика r | $on =$ $= or$ | mn | ro | vm | 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 | 20 |

Здесь A — горизонтальное от оси распределительного валика расстояние до оси машины,

k — вертикальное расстояние от оси регуляторного валика r до оси машины,

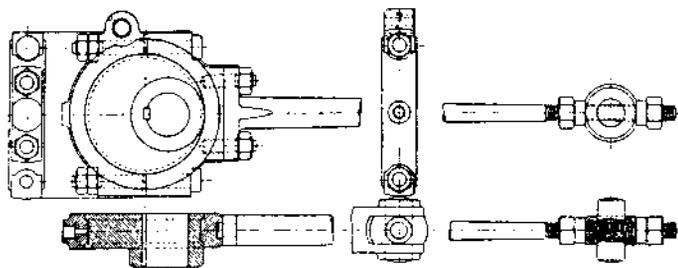
l — расстояние между осями распределительного и регуляторного валиков.

Отметим еще одно свойство парораспределения Виднмана. При проектировании его исполняют таким образом, чтобы продолжения направлений mn и sr в момент начала впуска пересекались в одной точке z , которая лежит на продолжении линии or .

При работе механизма и постоянной нагрузке машины перемещение точек n и r может оказывать действие на точку o . Если к точкам n и r приложены значительные силы, то может произойти обратное действие механизма на регулятор. В указанном случае момент сил,

приложенных к рычагу np , относительно точки r равен нулю, и обратного действия на регулятор происходить не может.

Если же точка z окажется лежащей не на линии центров or , то в момент начала впуска, когда в частях механизма развиваются наибольшие усилия, может произойти перемещение точки o , а с нею и регулятора, чем нарушится правильность распределения.

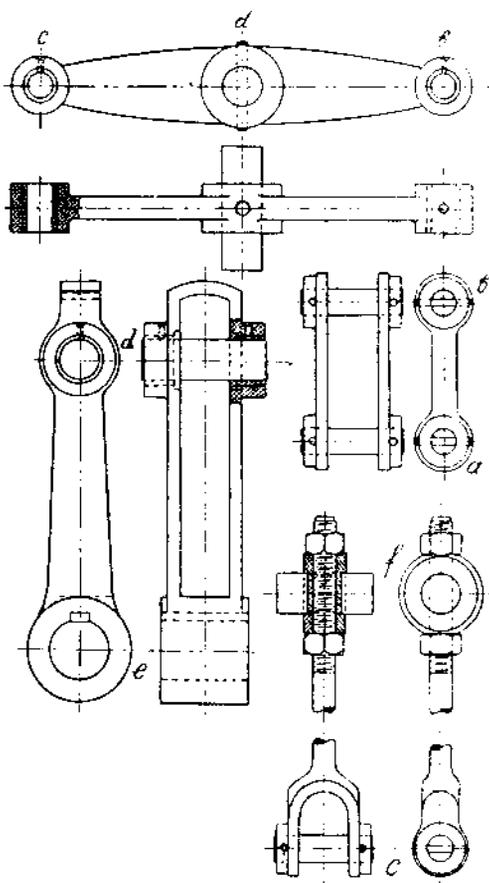


Фиг. 170.

Обычно удается достигнуть устранения полностью этого явления лишь при одной из степеней наполнения и для одного момента — предварения впуска. Обратное действие на регулятор при открытом клапане не может быть велико, так как усилия в частях механизма при этом незначительны.

На фиг. 170 представлена конструкция эксцентрика и тяги к выпускному клапану распределения Видмана. Следует обратить внимание на конструкцию шарнирного соединения этой тяги с катящимся рычагом, позволяющую изменять длину эксцентриковой тяги. Детали рычажной передачи к впускному клапану даны на фиг. 171, причем рычаг pn здесь обозначен eb , серьга mi — ab , рычаг or — de , тяга sp — fc .

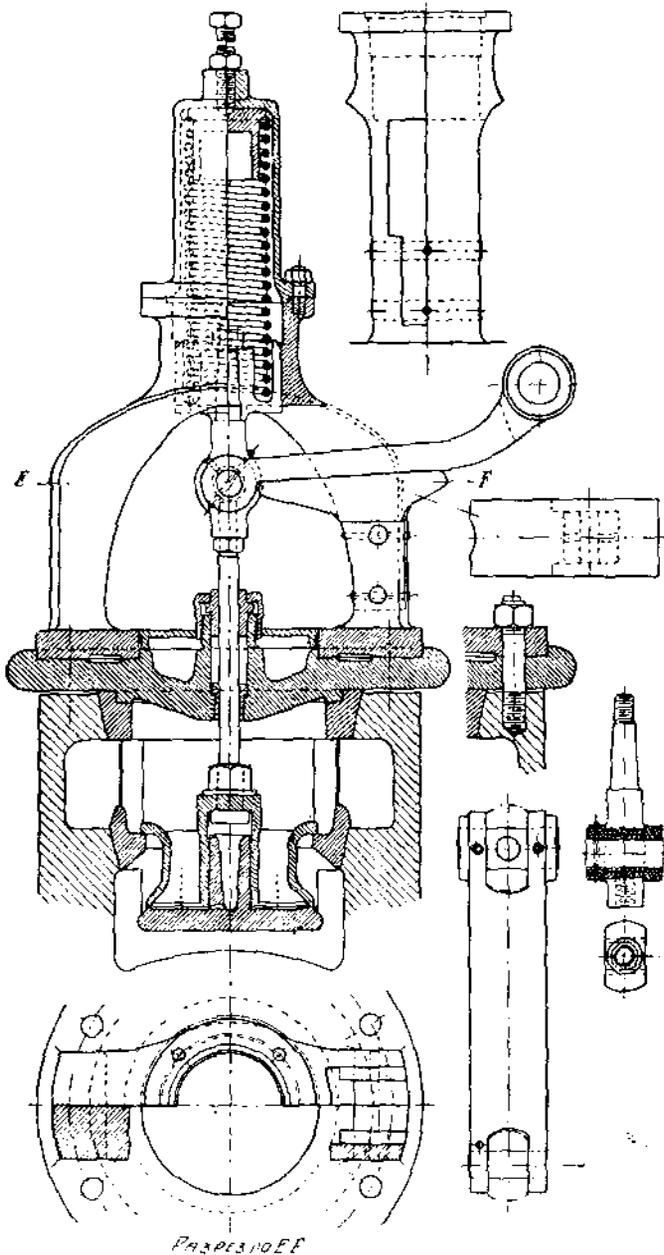
Подробный чертеж деталей впускной клапанной коробки представлен на фиг. 172; при соединении катящегося рычага с клапанным штоком также предусмотрена возможность изменения длины последнего; наконец, на фиг. 173 дан чертеж кронштейна с подшипниками



Фиг. 171.

для распределительного и регуляторного валиков. Кронштейн этот кре-

пится к цилиндру машины, и кривизна его боковой плиты подгоняется к радиусу кривизны обшивки цилиндра.

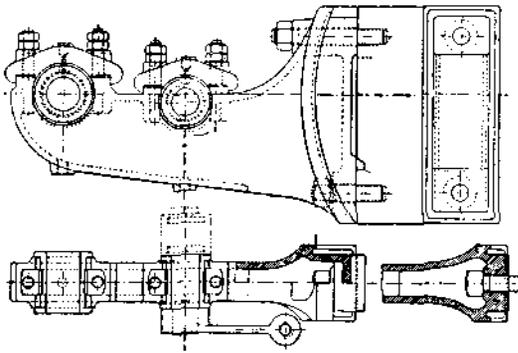


Фиг. 172.

§ 60. Парораспределение Лентца.

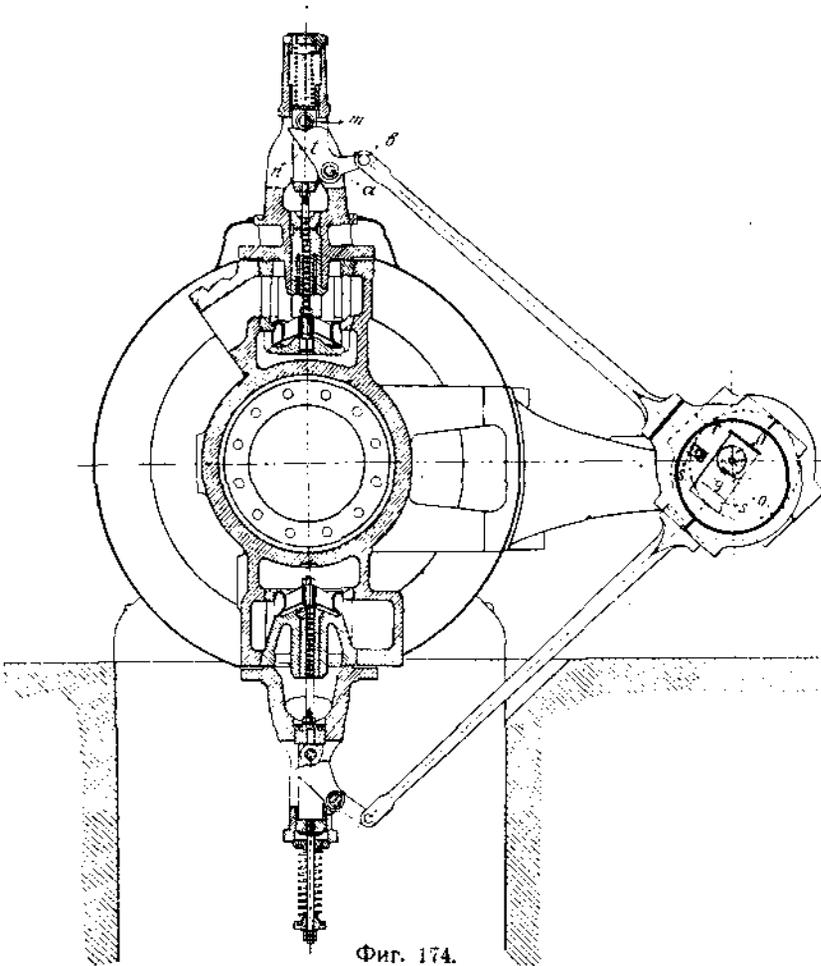
В этом распределении может устанавливаться та или иная степень наполнения, вследствие изменения величины эксцентриситета и его угла заклинения, что достигается действием на эксцентрик плоского регулятора.

В парораспределении Лентца применяются, как основные части механизма, качающиеся кулаки.



Фиг. 173.

Поперечный разрез машины с распределением Лентца представлен на фиг. 174.



Фиг. 174.

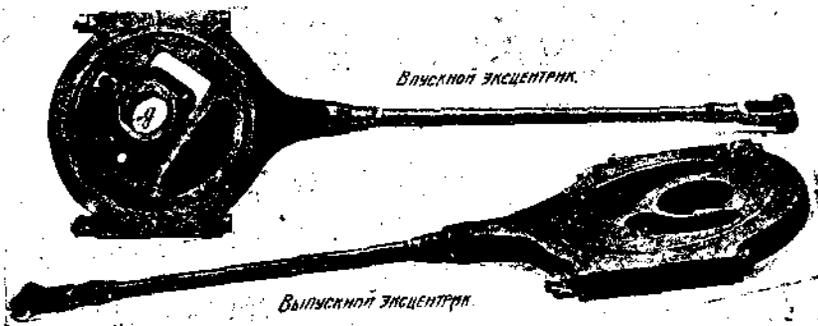
Каждый из клапанов, впускной и выпускной, имеют самостоятельные эксцентрики, причем первый из них связан с плоским регулятором,

а второй заклинен на валу неподвижно. С эксцентриковой тягой впускного клапана соединен в точке b качающийся кулак t , подвешенный в точке a . Клапанный шток заканчивается цилиндрическим телом n , имеющим вертикальный прорез. В этом прорезе помещается ролик m , ось которого проходит сквозь упомянутый стакан n . Клапан прижимается к своему гнезду, а ролик к качающемуся кулаку при помощи пружины, заложенной в верхней части клапанной коробки. При вращении эксцентрика, конец b эксцентриковой тяги описывает дугу круга вокруг точки a ; кулак при движении точки b вниз набегаем своим выступом на ролик и поднимает клапан. При движении точки b вниз ролик спускается с кулачного выступа, клапан под действием пружины закрывается.

Аналогичным образом приводится и выпускной клапан.

В эксцентрик для выпуска сделан прорез s , которым эксцентрик надет на камень g , заклиненный на распределительном валике. Эксцентриковый диск захватывается пальцем e , который связан с регулятором и, при перемещении 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 s . Так как эксцентриковый диск перемещается прямолинейно, а конец e должен описывать дугу круга, то последний образован в виде камня, входящего в прорез s_1 диска. Ось этого прореза расположена перпендикулярно к оси первого прореза. Длина прореза s_1 сделана больше соответствующего размера камня e на величину стрелки прогиба той дуги, которую описывает точка e .

Таким образом, под действием регулятора изменяется эксцентриситет и угол заклинения эксцентрика, изменяется размах точки b , путь проходимый роликом по кулаку, а вместе с ним величина и продолжительность подема клапана.



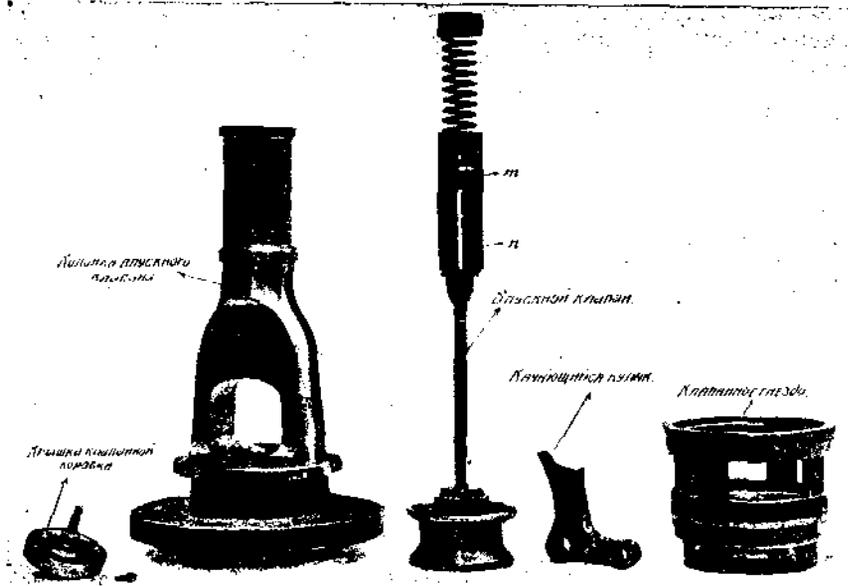
Фиг. 175-а.

На фиг. 175 даны фотографии отдельных деталей парораспределительного механизма Лентца с теми же обозначениями, что и на фиг. 174.

На фиг. 176 вычерчен 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 § 58; $ce'e'$ представляет собою кривую подема центра ролика. Кривая эта вычерчивается дугами кругов, концентричных с профилем кулака. Ролик соприкасается с кулаком в точке d .

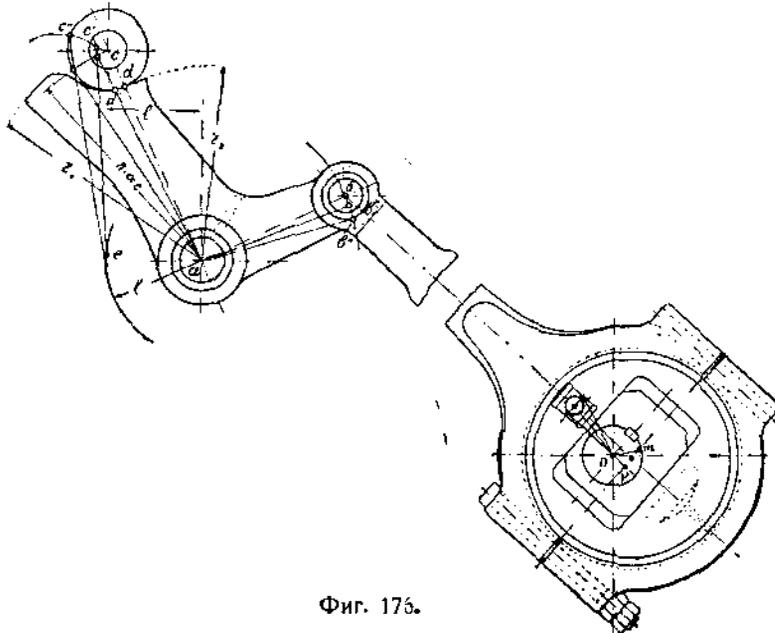
Когда точка b , перемещаясь по дуге радиуса ab , перейдет в точку b' , с роликом придет в соприкосновение точка d' кулака. Если считать кулак неподвижным, а ролик катящимся по нему, то центр ролика относительно кулака переместился бы в точку e' . Клапанный шток при этом принял бы направление $e'e'$ (касательное к окружности вокруг точки a

радиуса l). Подъем клапана, поэтому, найдется, как отрезок от точки e' до дуги, описанной радиусом ae из точки a .



Фиг. 175-б.

Подобным же образом можно измерить подъем клапана для положения точки b в b' . На чертеже отмечена величина этого подъема в виде



Фиг. 175.

отрезка под точкой e' . Максимальный подъем клапана равен разности радиусов

$$r_1 - r_2,$$

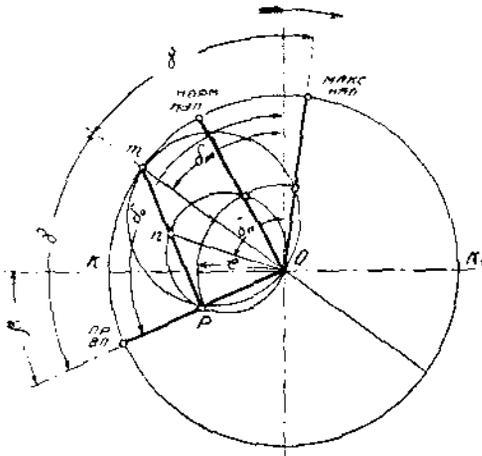
которыми описан профиль кулака.

На фиг. 177 представлена Цейнеровская диаграмма для разбираемого парораспределения. Положение кривошипа в момент 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.

$$Om = r_{\max}$$

при угле опережения δ_{\max} .

Кривая вершин выбирается в виде прямой линии, соединяющей точки m и p (перпендикулярно к положению кривошипа в момент предварения впуска).



Фиг. 177.

Разделив пополам угол между положениями кривошипа при начале впуска и в конце нормального наполнения, найдем направление и величину эксцентриситета Op для нормальной нагрузки машины

$$Op = r$$

при угле опережения δ_n .

Цейнеровская окружность, описанная на Op , 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. 176 от ее среднего положения. Внешняя перекрыша e представляет собою путь, который проходит точка b от своего среднего положения до того момента, когда кулачный выступ начинает приподнимать ролик, а вместе с ним и клапан.

На фиг. 176 на чертеже эксцентрика нанесена его кривая вершин в виде линии mp , соответствующей диаграмме на фиг. 177. Угол $Op'r$ на обоих фигурах одинаков.

На фиг. 178 изображена схема действия впускного распределения Лентца.

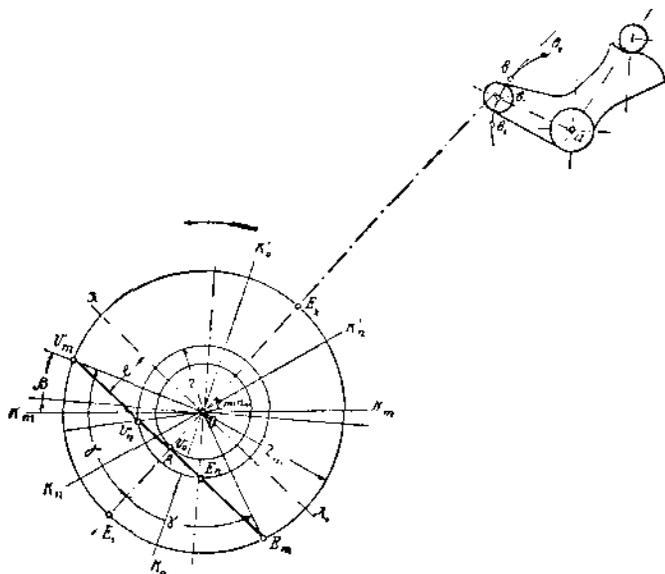
Эксцентриксовая окружность начерчена в большем масштабе, чем профиль кулака, для ясности построения.

Точка схвата b описывает дугу круга вокруг точки a . Отметим среднее направление эксцентриксовой тяги E_1E_2 , из точек E_1 и E_2 сделаем засечки радиусом, равным длине эксцентриксовой тяги Oa . Этим определяются крайние положения точки b — b_1 и b_2 .

Профиль кулака должен быть вычерчен так, чтобы при крайнем нижнем положении точки b ролик не сбегал бы с кулака.

Из диаграммы (фиг. 177) возьмем углы γ , которые составляют положения кривошипа при начале и конце впуска с положением Ox , соответствующим мертвому положению эксцентриситета.

Углы γ отложим на фиг. 178 по обе стороны от Ox . Точка r_m



Фиг. 178.

указывает положение эксцентриситета при начале впуска, точка E_m в момент отсечки при максимальном наполнении.

Из точки r_m (или E_m) сделаем засечку радиусом Ob , которая пересечет дугу b_1b_2 в точке b_0 . Для этого положения и вычерчен кулак; ролик должен находиться на нем в момент начала подъема — предварения впуска. Линия, соединяющая точки r_m и E_m , отстоит от средней линии Ox на величину внешней перекрыши e . (Линию $r_m E_m$, равно как и Ox , правильнее было бы начертить дугой круга из точки $b_0(b)$, но ввиду того, что длина тяги Ob весьма велика в сравнении с величиной эксцентриситета, можно дугу заменить ее хордой).

При повороте эксцентриситета от положения Ox до Ox_m точка схвата проходит путь bb_0 , а кулак совершает по 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. 176.

Если, пользуясь диаграммой (фиг. 177), отложить углы, которые составляют положения кривошипа в начале впуска и в конце нормального наполнения с направлением Ox , то мы найдем на схеме распределения положения эксцентриситета Ox_n и Ox_m . Для максимального наполнения эксцентриситет был равен r_m , в данном же случае (для нормального наполнения) — r . Эксцентриситеты для различных наполнений на фиг. 177 и 178 друг другу равны.

Для минимального наполнения, наконец, мы находим положение эксцентриситета

$$Or_0 = r_{\min}$$

при котором крайним положением ролика на кулаке служит начальная точка подъема кулака.

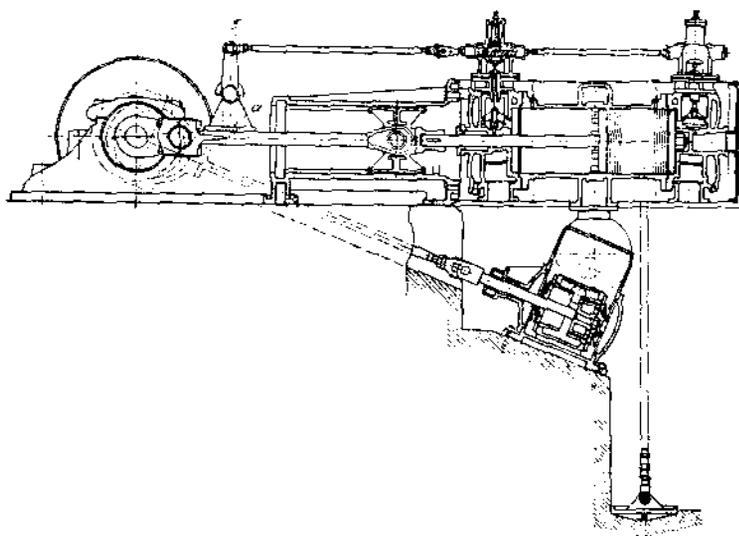
Кривая вершин на схеме распределения представляется линией $r_m r_0$.

На схеме направления $O_r m$, $O_r n$, $O_r a$ сдвинуты друг относительно друга, хотя предварение впуска в распределении Лентца происходит при одном и том же положении кривошипа, независимо от степени наполнения. Объясняется это, конечно, сдвигом эксцентриситета при регулировании, так что, напр., угол $e_m O_r n$ на фиг. 178 как раз равен углу $m O_r n$ на фиг. 177.

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 (см. фиг. 177). Тогда для максимальной степени наполнения мы получим на фиг. 178 мертвые положения кривошипа по линии $K_m K'_m$, для нормального наполнения — по линии $K_n K'_n$, для минимального — $K_0 K'_0$.

При проектировании парораспределения Лентца максимальной величиной эксцентриситета приходится задаваться. По выбору ее, строится Цейнеровская диаграмма, согласно фиг. 177, намечается кривая вершин и величина внешней перекрыши, 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 клапана и добиться того, чтобы при максимальном наполнении этот подъем был осуществлен.



Фиг. 179.

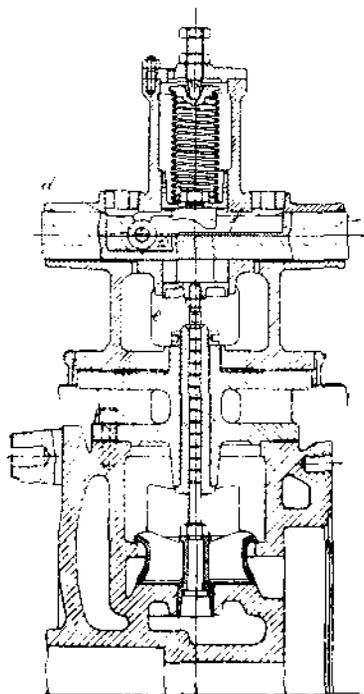
При помощи схемы (см. также фиг. 176) определяется подъем клапана при нормальной нагрузке машины. Обычно он меньше ранее вычисленной величины и, в таком случае, необходимо проверить, достаточен ли этот подъем для того, чтобы не происходило дросселирование пара.

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.

§ 61. Принудительные распределения Штумпфа, Штейна и Дэрфеля.

Проф. Штумпф в первых выпусках своих прямоточных машин применил специально сконструированное парораспределение, общий вид которого представлен на фиг. 179, а деталь клапанной коробки на фиг. 180.

От эксцентрика, насаженного на коренном валу машины, при посредстве рычага *ab*, получает возвратные прямолинейные перемещения шток *e*.



Фиг. 180.

эксцентриком и штоком *e*.

Принцип качающегося кулака использован и другими системами принудительных распределений.

На фиг. 182 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).

Своеобразную конструкцию имеет парораспределительный механизм Дэрфеля (фиг. 183).

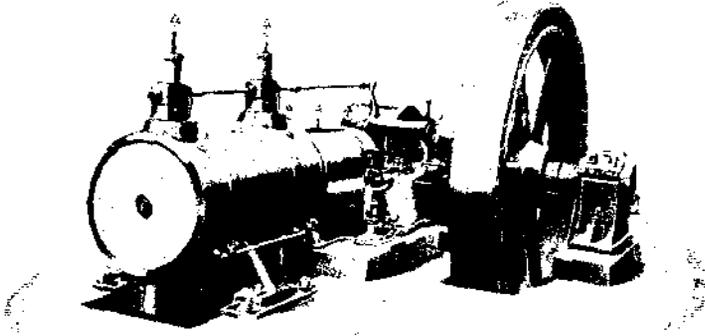
В выемках этого штока против каждого из клапанов машины заложены ролики *d* (фиг. 180). Клапанный шток заканчивается стаканом *v*, сквозь прорез которого проходит шток *e*. В этом же прорезе прикреплен кулак *f*. При движении штока вправо (для левой полости цилиндра) ролик набегает на выступающую часть кулака и поднимает клапан. При обратном движении штока клапан опускается под действием пружины.

Клапана расположены в крышках цилиндра. Пар подводится снизу и обогревает внутреннюю поверхность крышек. Внизу на фиг. 179 показан насос конденсационного устройства.

При работе машины шток *e* от повышения температуры удлиняется менее, чем цилиндр машины. Поэтому, правильность распределения, установленного в холодном состоянии, несколько нарушается. Это обстоятельство является некоторым дефектом распределения Штумпфа, выгодно отличающегося своей простотой и отсутствием распределительного валика.

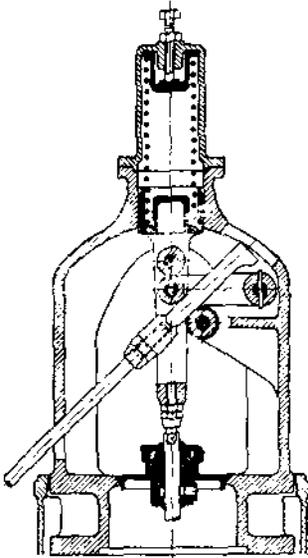
Из фотографии на фиг. 181 ясно видна конструкция рычага *ab* между

Пружина в этом механизме может совершенно отсутствовать, а спускание клапана производится качающимся кулаком. Последний имеет

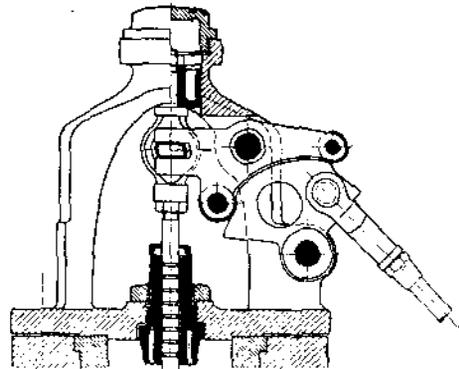


Фиг. 181.

две рабочих поверхности и соответственно с этим рычаг, соединенный с клапанным штоком, — два ролика. При движении эксцентриковой тяги вверх левый кулачный выступ набегает на ролик и приподнимает клапан. Левая рабочая поверхность кулака очерчена так, чтобы клапан не останавливался по достижении максимального подъема, а в незначительной мере продолжал бы подниматься и дальше. Этим устраняется возмож-



Фиг. 182.



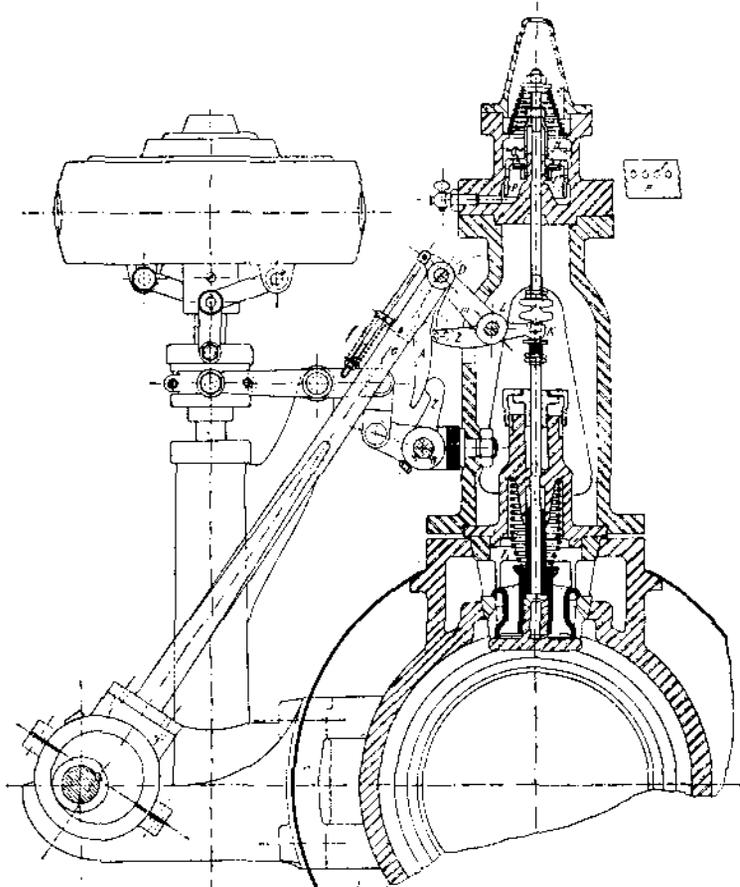
Фиг. 183.

ность повисания клапана. Спускание клапана производится при движении эксцентриковой тяги вниз, когда на ролик набегает 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 гнезда. Это позволяет очертить и правую рабочую поверхность кулака так, чтобы движение штока не прекращалось и по закрытии клапана. Плотность закрытия этим обеспечивается.

Регулирование в трех последних распределениях осуществляется изменением эксцентриситета, под воздействием плоского регулятора.

§ 62. Парораспределение Кольмана (новое), как пример расцепного распределения.

На фиг. 184 представлен чертеж впускного клапана и его привода по системе Кольмана. Механизм состоит из следующих основных деталей: рычага zk , имеющего точку опоры L ; валика D , который служит шарнирным соединением между рычагом m , надетым на валике L , и эксцентриковой тягой b ; активной зацепки или собачки A , которая свободно подвешена на валике D и пружиной f 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 собою вниз. Другой конец рычага K при этом поднимает клапан. По мере опускания, собачка касается рычажка r и благодаря выпуклости нижней части, отклоняется рычажком влево и, наконец, соскакивает с рычага z . Происходит расцепление, и клапан под действием пружины F_2 падает.



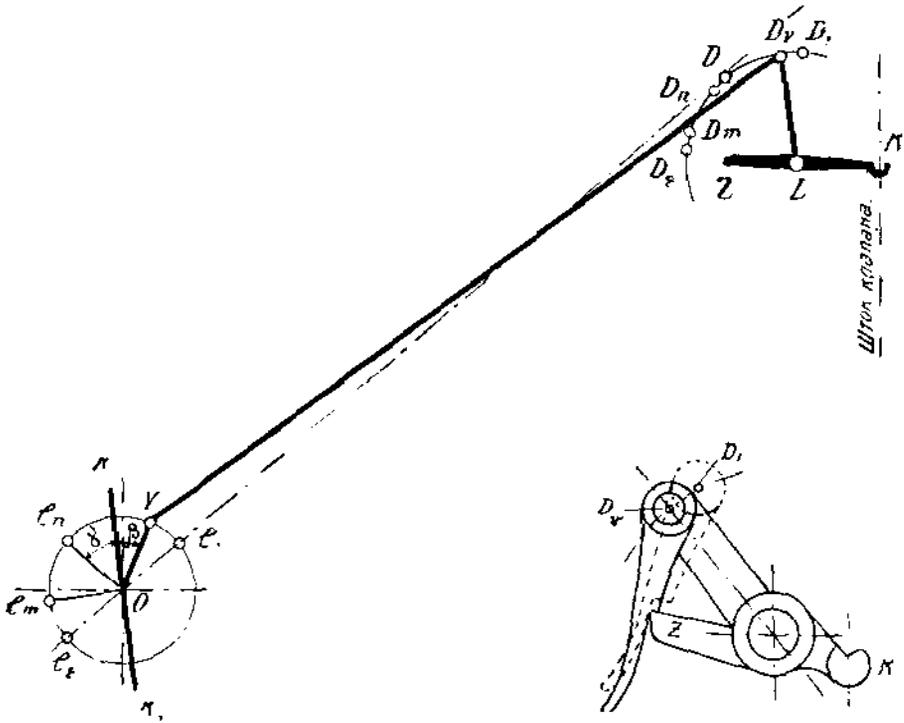
Фиг. 184.

Степень наполнения машины находится в зависимости от положения рычажка r . Чем более отклонен последний от оси клапана (влево),

тем раньше произойдет расцепление и тем меньше будет степень наполнения.

О конструктивном выполнении деталей механизма можно судить по фиг. 184. В точке *K* устроено подвижное соединение, дающее возможность концу рычага перемещаться по дуге круга, а клапанному штоку — вертикально. Эксцентриковая тяга имеет на конце своем вилку, охватывающую собачку *A*. Рычагов *m* имеется два: они расположены по наружным краям валика *D*.

Сцепление собачки с пассивной зацепкой *z* происходит под нажимом пружины *f*. 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.



Фиг. 185.

Фиг. 186.

При проектировании парораспределения Кольмана схема распределения строится в следующем порядке.

Намечается центр распределительного валика *O* (фиг. 185); выбирается величина эксцентриситета *r*, часто составляющая:

$$r = 2h \div 3h,$$

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*, при чем для выбора соотношения

$$\frac{zL}{LK}$$

руководствуются такими соображениями: если h мало, то LK берется меньше $\pm L$, если же наоборот подъем клапана велик, то $\pm L$ делается меньше LK ; часто рычаг $\pm K$ исполняется равноплечим. Выбирается также длина рычага DL ¹⁾.

Точка D перемещается по дуге круга 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 , 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. 186. Только по перемещении точки D_1 в положение D_2 , собачка приходит в зацепление с рычагом ZK , как показано сплошными линиями на фиг. 186.

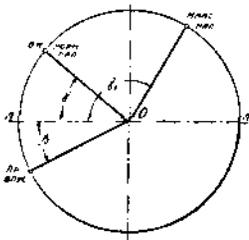
Обыкновенно расстояние D_1D_2 выбирается от 1 до 3 м/м, и на протяжении этого пути перемещение собачки не вызывает подъема клапана. При дальнейшем опускании собачки, начиная от точки D_2 , рычаг ZK поворачивается и клапан поднимается. Таким образом, положение D_2 является моментом начала впуска.

Сделав засечку радиусом OD из точки D_2 на окружность эксцентрика (фиг. 185), находим точку v и положение эксцентриситета Ov , соответствующее моменту предварения впуска.

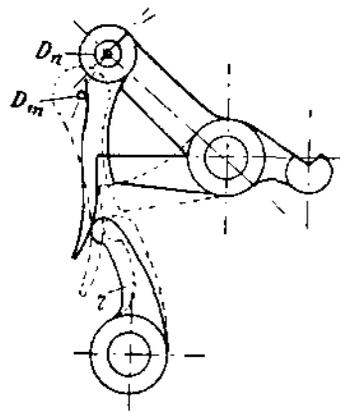
Обращаясь к кривошипной диаграмме (фиг. 187) и отметив на ней положения кривошипа для начала впуска и отсечки при нормальном наполнении, измеряем углы β и γ между этими положениями и мертвым положением кривошипа. Угол β откладываем на окружности вращения эксцентриситета (фиг. 185) от положения Ov по направлению вращения. Этим определяется линия KK_1 , соответствующая мертвым положениям кривошипа.

Положение эксцентриситета Oe_n в момент отсечки нормального наполнения найдется, если от линии OK мы отложим по направлению вращения угол γ .

Делая засечку из точки e_n длиной эксцентриковой тяги, найдем точку D_n , в которой должна находиться в момент отсечки точка подвеса собачки.



Фиг. 187.



Фиг. 188.

¹⁾ На фиг. 185 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.

Для того, чтобы могла произойти отсечка, необходимо, чтобы собачка соскочила с рычага ZK . Поэтому, при нахождении собачки в точке D_0 , рычажек r должен касаться язычка собачки, отклонив ее влево так, как показано на фиг. 188. Этим определяется необходимое положение рычажка r для нормальной нагрузки машины.

Для максимальной степени наполнения на кривошипной диаграмме (фиг. 187) отмечаем угол γ_1 между мертвым положением кривошипа и положением, соответствующим моменту отсечки. Переносим этот угол тем же методом на эксцентриковую диаграмму, находим положение эксцентриситета O_m и точку D_m , в которой должно произойти расщепление. Для этого более позднего расщепления мы найдем положение механизма, подвесив собачку в точку D_m и приведя край ее зацепки в соприкосновение с краем рычага Z (фиг. 188 — пунктир). Рычажек r должен быть при этом отклонен вправо тем больше, чем больше максимальная степень наполнения.

Следует отметить, что расщепление 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 6—12% своего хода, если степень наполнения составляет 15—60%. Расщепление нужно производить ранее прихода поршня в положение отсечки, руководствуясь этими цифрами.

Для получения минимальной (нулевой) степени наполнения, нужно произвести расщепление в момент предварения впуска, когда собачка подвешена в точке D_0 (см. фиг. 185 и 186). Рычажек r должен быть отклонен влево настолько, чтобы собачка прошла мимо конца Z рычага, не зацепив за него.

Вычерчиванием собачки в момент расщепления при минимальном и максимальном наполнении определяется, таким образом, крайние положения рычажка r , а, следовательно, и угол, на который он должен быть поворачиваем регулятором.

Для смягчения удара при падении клапана применяется масляный катаракт. Конструкция его ясна из фиг. 184. Пространство H заполнено маслом. Когда клапан поднимается, то поршень P легко двигается вверх, так как масло свободно переходит из верхнего отделения в нижнее через окна s сверху и окна l 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; поэтому падение клапана в конце хода сильно тормозится, и клапан садится на гнездо с небольшой скоростью.

Развертка боковой поверхности поршня P показана на фиг. 185 справа. Окна l суживаются в верхней своей части.

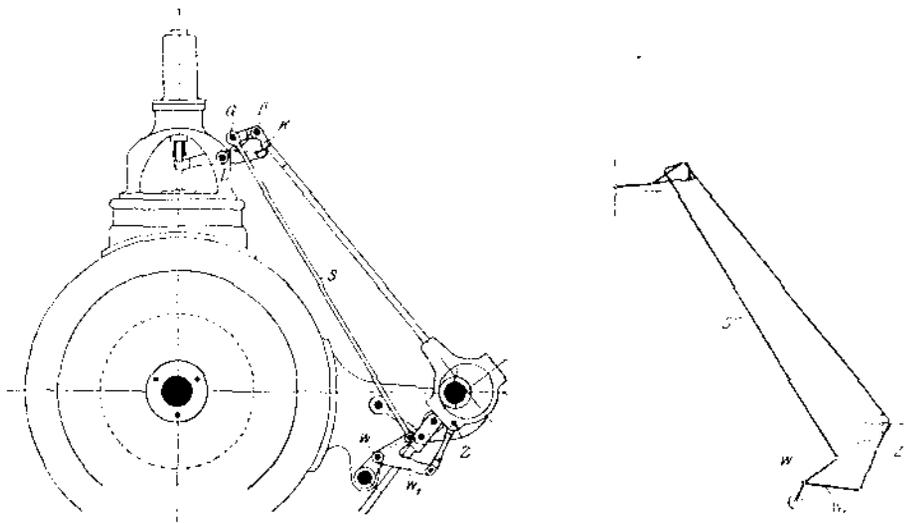
§ 63. Расцепные распределения Зульцера.

Эти распределения отличаются от предыдущего тем, что активная зацепка не висит свободно, а находится в принудительном соединении с другими частями механизма.

На фиг. 189 представлено старое распределение Зульцера (1878 г.).

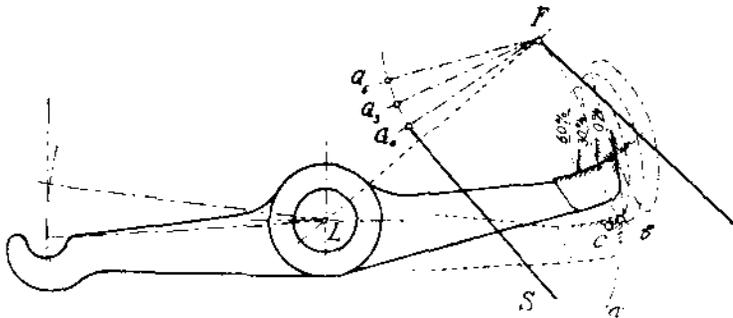
Как и в механизме Кольмана, конец эксцентриковой тяги P направляется рычагом, подвешенным к точке опоры L двуплечего рычага, осуществляющего подъем клапана. К концу эксцентриковой тяги подвешена активная зацепка K , соединенная при посредстве тяги S и углового рычага W_1 с хомутом эксцентрика в точке Z . Рабочий край зацепки K ,

под действием тяги S и эксцентриковой тяги описывает эллиптическую кривую (фиг. 190). Расцепление происходит в момент, соответствующий пересечению этой кривой с дугой круга, по которой перемещается край пассивной зацепки.



Фиг. 189.

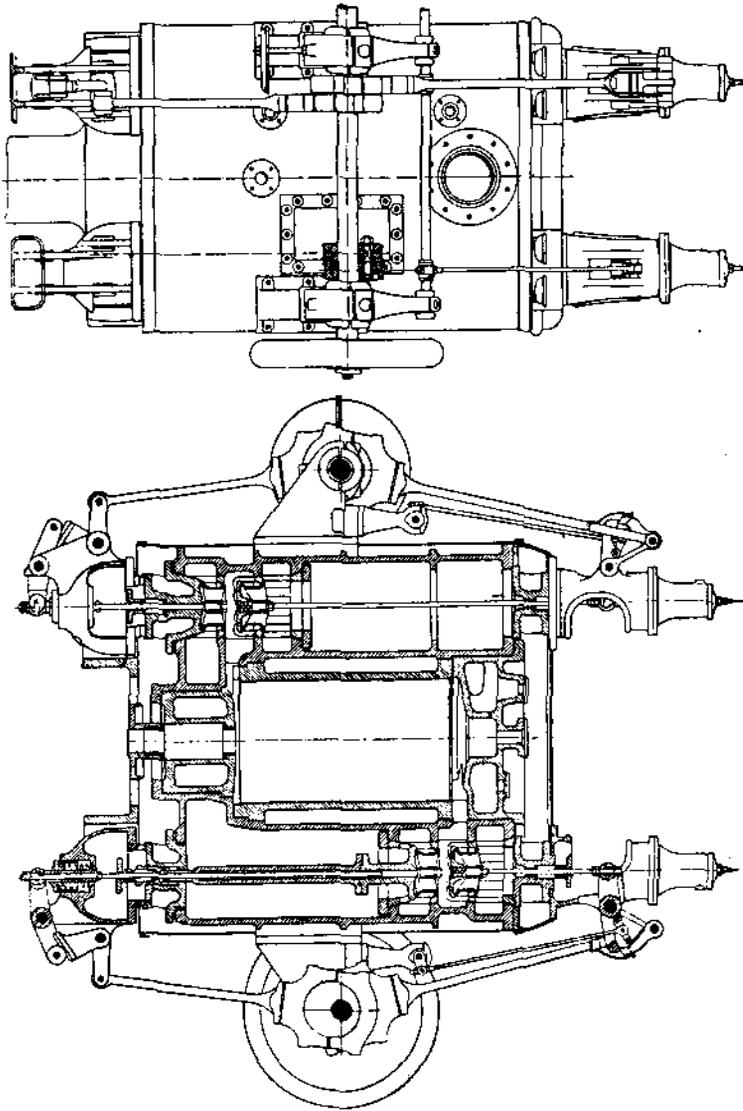
Валик K находится под воздействием регулятора; при повороте этого валика перемещается точка W , и край активной зацепки K отодвигается вправо или влево. На фиг. 190 отмечены три положения точки схвата G зацепки с тягой S : G_0 , G_3 и G_6 . Для этих положений вычерчены три эллиптических траектории края 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



Фиг. 190.

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.

рычага *A* поднимает клапан. На тяге *E* насажен поршень, двигающийся в цилиндре *P* воздушного буфера. При под'еме клапана происходит всасывание воздуха в этот цилиндр.



Фиг. 192.

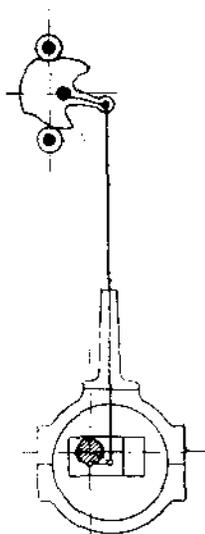
Регулятор при посредстве частей *H*, *F*, *G*, *Z*, *D* переставливает зацепку *K* вправо или влево от пассивной зацепки и регулирует, таким образом, степень наполнения. На фиг. 191 сверху взаимное положение зацепок вычерчено в большем масштабе и намечены траектории края активной зацепки при трех положениях регулятора. Сплошная кривая соответствует нормальному наполнению (расщепление в *x*); пунктирная — наибольшему наполнению (расщепление в *y*); штрих-пунктирная — нулевому, т. к. при этом сердцевидная кривая совершенно не пересекается с дугой перемещения края пассивной зацепки. После расщепления клапан падает под действием пружины, причем тормозящее влияние буфера обеспечивает бесшумную посадку клапана. Последнему способствует также и наличие катящегося рычага, замедляющего посадку клапана.

§ 64. Клапанные распределения для вертикальных машин.

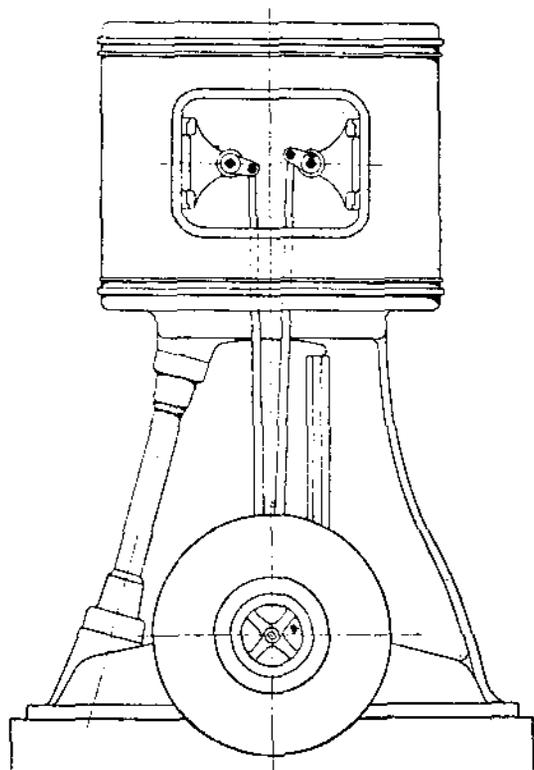
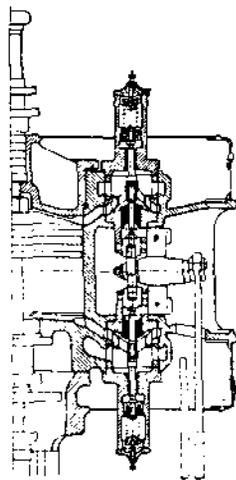
В то время, как в золотниковых распределениях расположение оси цилиндра почти не влияет на конструкцию парораспределительного механизма, применение клапанов к вертикальным машинам создало механизмы, отличающиеся от аналогичных систем в горизонтальных машинах.

Часто клапана располагаются попарно возле верхней и нижней крышек цилиндра, и привод их осуществляется от горизонтального валика, параллельного коренному валу машины (фиг. 192). Распределительный валик приводится или вертикальным валом с зубчатыми передачами или эксцентриковым механизмом.

Машины с распределением Лентца имеют простой привод непосредственно от коренного вала, согласно схемы на фиг. 193. Эксцентрик той же конструкции, что и для горизонтальных машин (см. § 60), 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 клапана, приводящиеся совершенно таким же образом, но от другого эксцентрика с постоянным



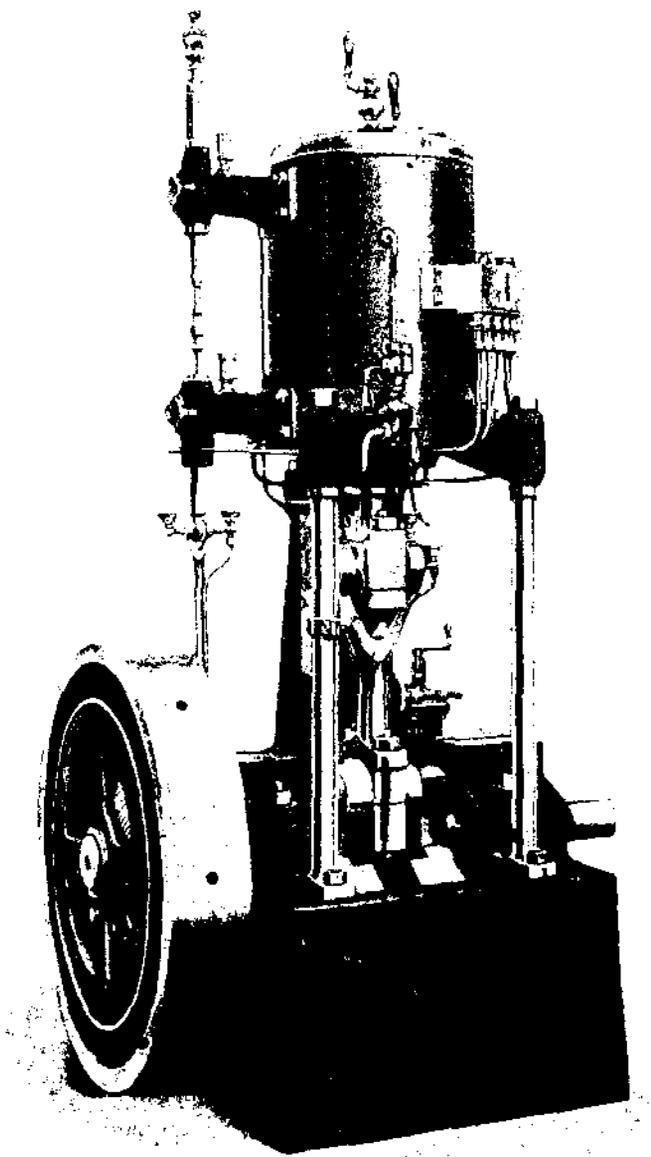
Фиг. 193.



Фиг. 194.

эксцентриситетом и углом заклинения. Общий вид расположения клапанов вертикальной машины Лентца представлен на фиг. 194, а также на таблице в конце книги.

Еще более простая схема распределения получается для вертикальных машин Штумпфа (фиг. 195). Оси клапанов располагаются здесь горизонтально; клапанные коробки имеют почти такую же конструкцию, как и на фиг. 180; перемещение штока с роликами в нем



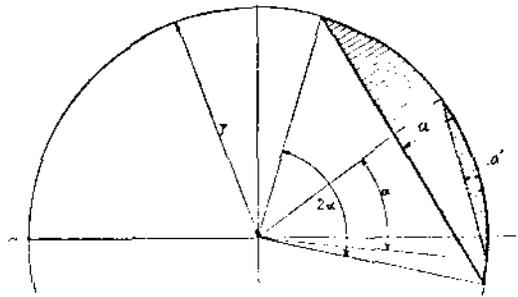
[Фиг. 195.]

производится непосредственно от эксцентрика, находящегося на коренном валу и подверженного действию плоского регулятора (на фотографии регулятор виден внутри маховика). Распределение вертикальной машины Штумпфа получается проще, чем горизонтальной.

§ 65. Прямоточная машина с парораспределением односедельным клапаном.

Как указывалось в § 54, односедельный клапан представляет собою значительные преимущества в смысле плотности прилегания при любых давлениях и температурах пара. Его неуравновешенность не имеет значения для машин Штумпфа, работающих с высоким сжатием пара (перед началом под'ема клапана давление в цилиндре немногим отличается от давления острого пара). Независимо от этого, Штумпф делает диаметр такого клапана сравнительно малым (примерно вдвое меньше диаметра двухседельного клапана), конструируя механизм, осуществляющий значительный под'ем клапана.

Как известно, при малых степенях наполнения получается весьма незначительный сдвиг конца эксцентриковой тяги a' (фиг. 196), обуславливающий и малую величину под'ема клапана. Если, однако, распределительный вал вращается с числом оборотов, вдвое большим по сравнению с коренным валом, то наполнение происходит за время поворота эксцентриситета на угол 2α , и высота под'ема клапана пропорциональна



Фиг. 196.

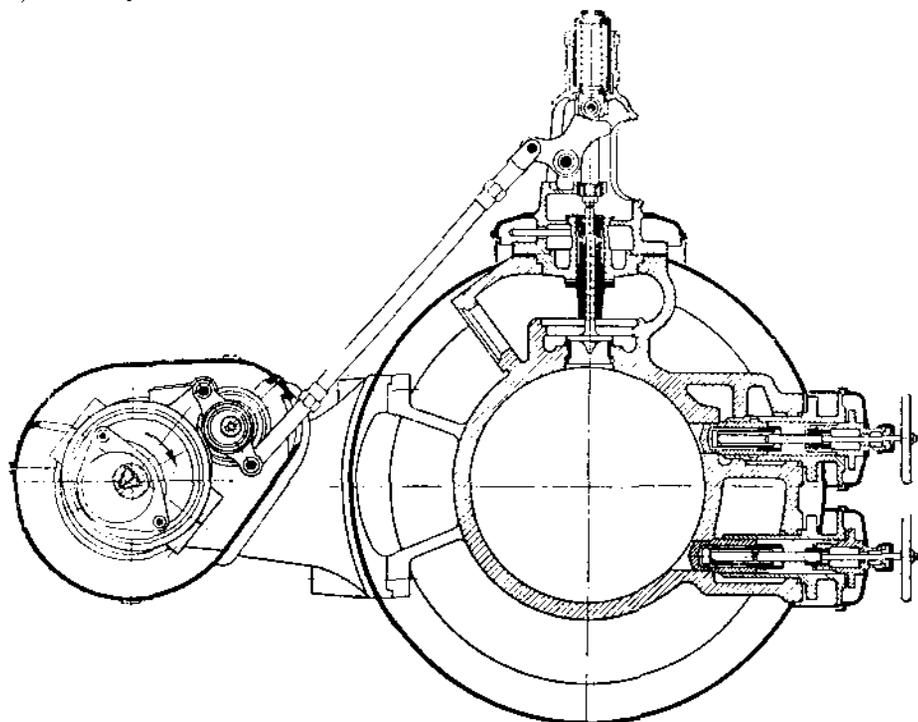
на величине a , примерно в четыре раза большей, чем a' . Для того, чтобы за время одного оборота клапан не открывался 2 раза, в распределении должен принимать участие также эксцентрик с нормальным числом оборотов, действие которого лишь усиливается первым эксцентриком.

Цилиндр прямоточной машины с таким распределением (сист. Штумпфа) представлен на фиг. 197 и 198.

Односедельный клапан, откованный из стали за одно со шпинделем опирается на кованое стальное гнездо, запрессованное в отливку цилиндра. Последнее вместе с выступающей частью клапана представляет собою сопло, наиболее узкая часть которого находится между опорными 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 конструкции малый диаметр клапана обуславливает, помимо вышесказанного, малый объем вредного пространства и малые вредные поверхности.

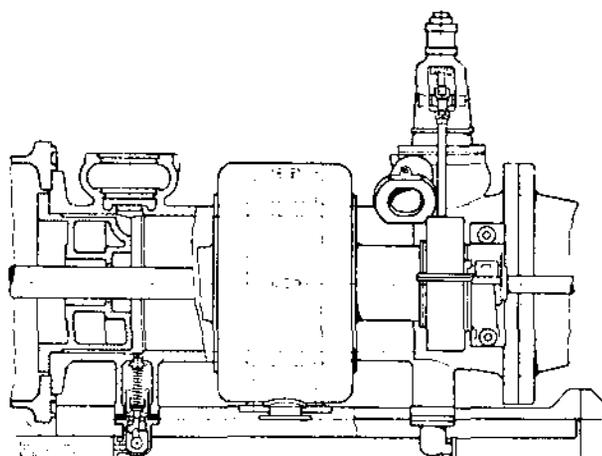
Клапан приводится при помощи эксцентрика, сидящего на распределительном валу, число оборотов которого равно числу оборотов машины (в данном случае $130 \div 80$, т. к. машина работает с переменным числом оборотов, обслуживая компрессор). Эксцентрик этот управляется плоским регулятором. Короткая тяга его действует на двуплечий рычаг, точкой опоры которого служит эксцентрик, сидящий на валу, параллельном первому и делающем вдвое большее число оборотов. Действие этого эксцентрика заключается в том, что в период открытия клапана он переставляет двуплечий рычаг, так что другой конец его передает эксцентриковой тяге сумму перемещений, сообщаемых обоими эксцентриками. Под'ем 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%.



Фиг. 197.

Показанные на фиг. 197 справа вентили служат для соединения с добавочными вредными пространствами: одно, объемом 1% (от объема ци-



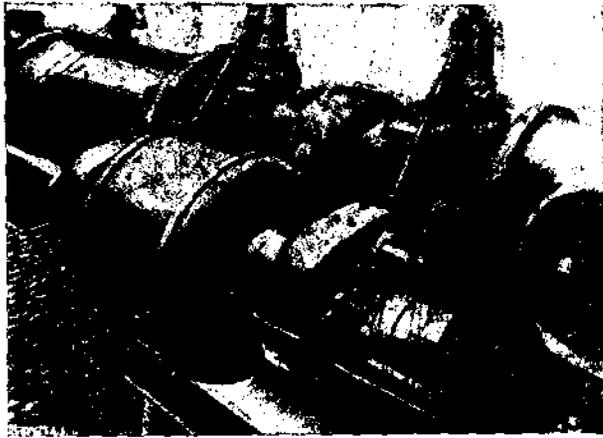
Фиг. 198.

линдра), включается при ухудшении до 70% вакуума в конденсаторе (нормально 92%), другое, большего объема — при работе на атмосферу.

Вредное пространство цилиндра нормально составляет 1% и может быть уменьшено даже до 0,75%.

На фиг. 199 показана фотография описанного парораспределения.

Подробнее о расчете диаметра клапана и конструкции описанного механизма см. J. Stumpf. Die Gleichstromdampfmaschine, 3 Aufl. u. Z. d. V. d. J. 1926 г. стр. 672.



Фиг. 199.

§ 66. Кривые под'ема клапанов.

При построении схемы парораспределения следует вычерчивать кривые под'ема клапанов. Подобная кривая, дающая под'емы клапана в функции перемещения качающегося кулака, была построена на фиг. 176 (см. § 60) для распределения Лентца (кривая $cc'e''$).

Диаграммы эти, однако, удобнее строить в координатах $h—H$ (под'ем клапана—ход поршня), для того, чтобы можно было определить высоту под'ема клапана для любого положения поршня.

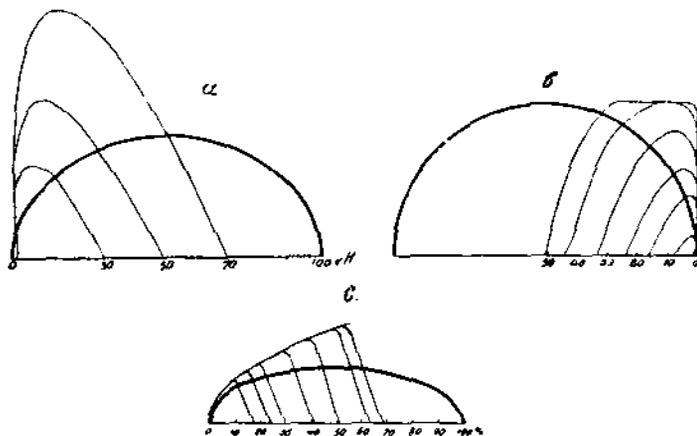
Кривую $cc'e''$ на фиг. 176 легко перенести в указанные координаты. Для этого необходимо определять положения конца b эксцентриковой тяги, соответствующие точкам кривой $cc'e''$ и переносить их засечками (радиусом, равным длине эксцентриковой тяги) на эксцентриковую окружность (фиг. 178). Так как эту окружность можно рассматривать так же, как окружность вращения главного кривошипа, мертвые положения которого OB и OB' , намечены, то легко определить, каким положениям поршня соответствуют полученные точки на эксцентриковой окружности, а, следовательно, и соответствующие им точки кривой $cc'e''$. Подобным же образом могут быть построены диаграммы под'ема клапана для распределений типов Видмана, Кольмана и др.

В первом из них приходится определять под'ем точки j' (см. фиг. 168) для положений эксцентрика в точках $e, K, 1, 2, 3, \dots$, 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. 185) на части, соответствующие сдвигу поршня на 10% его хода, и для точек деления найти положения точки D , а вместе с тем и под'ем клапана.

При испытании машины действительную кривую под'ема клапана можно снять индикатором, карандаш которого прикрепляется к клапанному штоку, а барабан получает движение от кресткопфа машины.

На фиг. 200 показаны подобные кривые при различных степенях наполнения для механизмов Видмана (*a*), Лентца (*b*) и Кольмана (*c*).



Фиг. 200.

На этих же диаграммах построены в виде полуэллипсов кривые торможения пара (см. § 41).

При помощи этих кривых определяется в любом положении поршня под'ем клапана, необходимый для устранения торможения пара при проходе через клапан.

Если минимальное (для предупреждения торможения) сечение для прохода пара мы обозначим f_{\min} , то из формулы на стр. 164 следует, что необходимый минимальный под'ем клапана

$$h_{\min} = \frac{f_{\min}}{2\pi d}$$

Так как

$$f_{\min} = \frac{F e}{w_{\max}}$$

(где w_{\max} — максимальная допускаемая скорость пара), то

$$h_{\min} = \frac{F e}{w_{\max} 2\pi d} = k e$$

где k — постоянный коэффициент:

$$k = \frac{F}{2\pi d w_{\max}}$$

Значения v_{\max} были указаны в § 40, и определение коэффициента k не представляет каких-либо затруднений.

Что касается скорости поршня, то, как было показано,

$$c = v \sin \alpha = \frac{2\pi Rn}{60} \sin \alpha$$

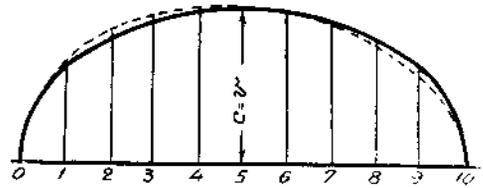
(в предположении бесконечно длинного шатуна).

Выбирая углы α для сдвига поршня на 10, 20, 30% . . его хода, легко построить кривую скорости поршня c в функции пути, проходимого поршнем.

Умножая ординаты этой кривой на вышеуказанный коэффициент k , мы и получим кривую торможения пара.

При шатуне конечной длины кривая эта несколько уклоняется от эллипса, как показано пунктиром на фиг. 201.

В нижеследующей таблице указаны величины ординат кривой скорости поршня для конечного



Фиг. 201.

$$\left(\frac{R}{L} = \frac{1}{5} \right)$$

и бесконечно длинного шатуна, в том случае, если $r=1$, т. е. ординаты кривой $c = \sin \alpha$.

Номера ординат соответствуют обозначениям на фиг. 201.¹⁾

| Номер ординаты | Высота ординаты $c = \sin \alpha$ | |
|----------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| | $L = \infty$ | $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ |
| 0 | 0 | 0 |
| 1 | 0,9 | 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 под'ема клапана пересекается с кривою торможения, начинается дросселирование пара, тем большее, чем ниже опускается кривая под'ема 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.

¹⁾ При построении кривой торможения можно пользоваться также методом, изложенным в § 41.

В начале впуска, даже при не особенно быстром под'еме клапана, тормажения обычно не происходит, т. к. скорость поршня в это время близка к нулю. По той же причине наибольшая за время впуска высота под'ема клапана может уменьшаться с уменьшением степени наполнения.

§ 67. 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 под'ема, когда ускорение клапана положительно, сила инерции направлена вниз, а потому безопасна; но затем, когда скорость под'ема клапана начинает убывать, сила инерции меняет знак, и является опасностью нарушения принужденности парораспределения: в механизме Штумпфа, напр., кулак может отойти от ролика. Во избежание этого пружина должна быть рассчитана так, чтобы она могла преодолевать вредную силу инерции, возникающую при под'еме 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. 202 представлен пример такого построения для распределительного механизма Штумпфа.

Вычерчивается ролик и профиль кулака в некотором масштабе, большем натуральной величины ($b : 1$; удобно $b = 2 - 4$). Концентрически с профилем кулака описывается кривая OX под'ема центра ролика. (Радиус $OO_1 = R$ берется около 5 мм.). Из кривошипной диаграммы находится угол впуска γ . Считая вращение кривошипа равномерным, можно найти и время впуска. Время одного оборота:

$$t = \frac{60}{n}$$

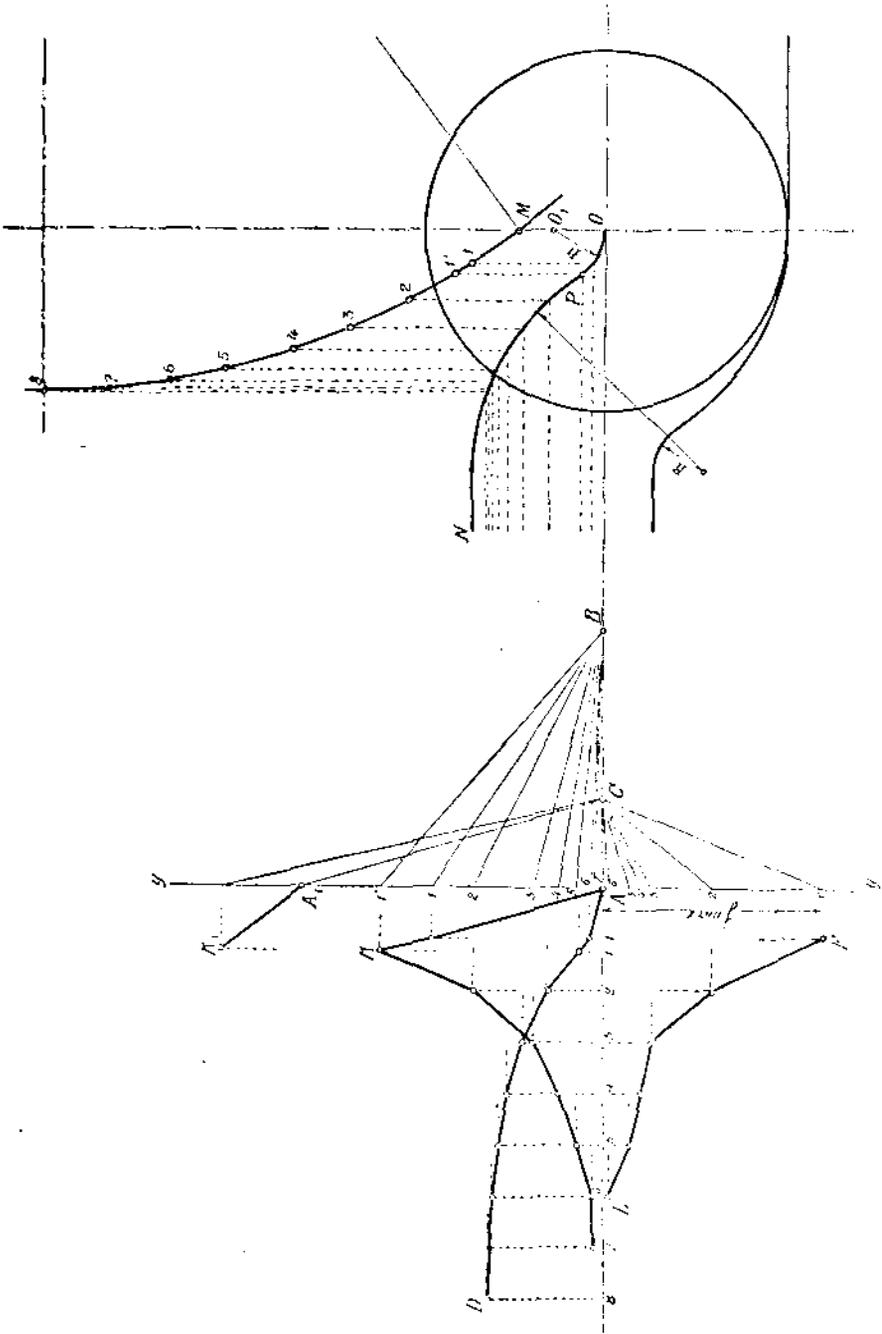
и, следовательно, время впуска:

$$t_v = \frac{60}{n} \cdot \frac{\gamma}{360}$$

За это время клапан поднимается и затем опускается. Положение кривошипа при наибольшем под'еме клапана определится биссектрисой угла γ . Над роликом описывается (в масштабе ролика) окружность радиусом, равном эксцентриситету эксцентрика. Положение центра окружности находится из условия, чтобы точка M (дуга $M8$ соответствует углу $\gamma/2$) лежала на одной вертикали с центром ролика. От произвольной точки A по горизонтальной оси ролика откладывается в любом масштабе половина времени впуска $\frac{t_v}{2}$ (удобный масштаб: 1 сек. = 8—10 метр.)

Отрезок этот ($A8$) делится на несколько равных частей и настолько же частей делится и дуга $M8$. На ординаты делений отрезка $A8$ проектируются соответственные под'емы клапана, полученные по кривой под'ема центра ролика. Обязательно отмечается под'ем клапана h_1 в точке

перегиба P кривой под'ема (точка 1'). Кривая AD есть ветвь кривой под'ема клапана в функции времени.



Фиг. 202.

Тангенс угла касательной к этой кривой выражает скорость под'ема:

$$v = \frac{ds}{dt} = \operatorname{tg} \alpha$$

Из произвольной точки B проводится ряд лучей параллельных касательным в точках 1, 1', 2 . . . (за эти касательные можно принять прямые, соединяющие точки кривой под'ема). На вертикали $y-y$ получим ряд отрезков $A1, A1'$.

Очевидно:

$$A1 = AB \operatorname{tg} \alpha = AB v.$$

Т. к. AB в масштабе отрезка $A1$ 8 представляет $\frac{1}{n}$ сек., то

$$A1 = \frac{1}{n} v$$

Полученные на вертикали $y-y$ точки проектируются на ординаты, проведенные через соответственные точки кривой под'ема клапана. Получается кривая скорости под'ема. Ординаты ее равны:

$$\frac{b}{n} v$$

(т. к. кривая под'ема 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 A_1K_1 — ветвь положительных ускорений, K_1L_1 — ветвь отрицательных ускорений. Ординаты кривой ускорения, если $AC = \frac{1}{m}$ сек., равны

$$\frac{1}{m} \frac{b}{n} j \quad (j \text{ — ускорение}).$$

Наиболее опасной величины ускорение достигает в точке F' . Изменив ординату этой точки в метрах и умножив на $\frac{m''}{b}$, найдем величину максимального отрицательного ускорения в мт/сек.². Способ определения силы инерции и расчет пружины излагается 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 накапливаются 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 Лентца.²⁾

Из центра распределительного вала O опишем окружность вращения эксцентриситета (фиг. 203).

Отметим положения эксцентриситета в моменты предварения впуска (A_1) и отсечки (A_3). Линия, делящая угол между ними пополам, указывает мертвые положения эксцентриситета.

Проведем диаметр, перпендикулярный к линии мертвых положений эксцентриситета, и соединим прямой линией точки A_1 и A_3 . Направление вращения будем считать против часовой стрелки.

¹⁾ Несмотря на это замечание, вышеизложенным методом расчета пружины приходится часто пользоваться, ввиду его универсальности.

²⁾ См. *J. Stumpf. Die Gleichstromdampfmaschine. 3 Aufl.*

В момент предварения впуска эксцентриковая тяга имеет направление A_1B_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). Осью клапана является прямая M_1L .

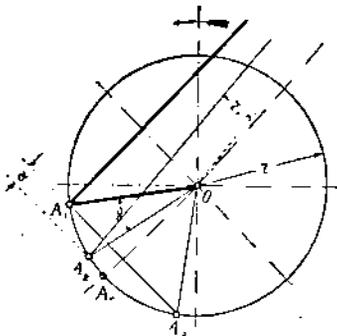
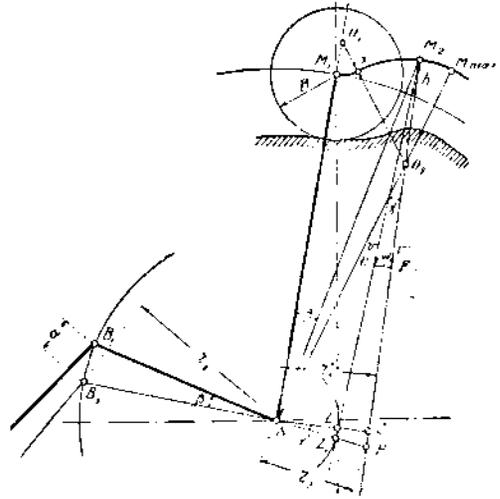
Положим, что эксцентриситет повернется на некоторый угол α в положение A_2 . Перемещение точки B_1 мы можем найти, применяя к эксцентриковой окружности правила пользования диаграммой Мюллера. При повороте эксцентриситета из точки A_1 в A_2 конец эксцентриковой тяги переместится на величину отрезка a . 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⁾

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_2a . Дальнейшая часть кривой подъема описывается из точки N радиусом NM_{\max} .

Высота подъема клапана измеряется между начерченной



Фиг. 203.

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 § 60, удобнее считать кулак неподвижным, а ролик перемещающимся по нему, так, что центр его проходит последовательно точки $M_1, M_2, \dots, M_{\max}$.

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_1 , касательной к окружности, описанной из точки N ра-

¹⁾ Точка B_2 определилась бы более точно засечкой из точки A_2 радиусом, равным длине эксцентриковой тяги A_1B_1 . Этот способ, однако, неудобен тем, что 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.

диусом M_1L . Этой окружности в точке L касается истинное направление оси клапана M_1L .

По оси M_2L_1 можно измерить подъем клапана, который в данном случае выражается отрезком h .

Таким образом, найден подъем клапана для поворота эксцентриситета на произвольный угол α . Перемещая центр эксцентрика в различные положения между точками A_1 и A_0 , 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. 204.

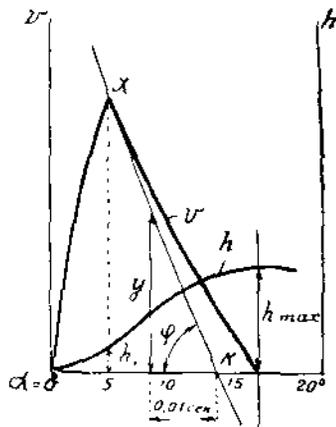
По оси абсцисс отложены величины угла α . Когда угол $\alpha = 0$, эксцентрик находится в положении предварения впуска, т. е. в точке A_1 , подъем клапана равен нулю. Определение подъемов клапана в первой части кривой подъема желательнее производить через каждые 2° угла α , а затем, когда ролик перейдет на более выпуклую часть профиля кулака, — через каждые 5° .

Откладывая по оси ординат величины h , соответствующие углам α , построим кривую, изображенную на фиг. 204.

Максимальный подъем клапана h_{\max} соответствует точке M_{\max} на кривой подъема и точке A_0 на эксцентрикковой окружности. При перемещении эксцентриситета от A_0 к A_2 центр ролика будет двигаться от точки M_{\max} к M_1 , пройдя ту же кривую подъема в обратном направлении.

На фиг. 204 вторую 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.



Фиг. 204.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

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 , то угловая скорость качающегося кулака

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_2};$$

где r_2 — есть перпендикуляр, опущенный из точки N на направление эксцентрикковой 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 под'ема клапана. Предварительно определим скорость клапана в направлении, перпендикулярном к кривой под'ема. В точке M_2 , напр., прямая, перпендикулярная к кривой под'ема, проходит через точку O_2 .

Из точки N опустим перпендикуляр NS на эту прямую и обозначим длину его через r'_3 . Скорость под'ема в направлении прямой NS :

$$v' = \omega_1 r'_3.$$

Положим, что величина скорости v' располагается от точки M_2 до точки F . Нас интересует скорость под'ема клапана по направлению M_2L , которое изображается отрезком M_2U ($UF \perp M_2F$).

Так как

$$NS \perp M_2F \text{ и } NP \perp M_2L,$$

треугольники M_2FU и NSP подобны (оба треугольника прямоугольны в вершинах F и S).

Обозначив отрезок NP через r_3 , получим следующее соотношение:

$$\frac{v'}{r'_3} = \frac{v}{r_3}$$

откуда

$$v = v' \cdot \frac{r_3}{r'_3} \text{ или } v = \omega_1 r_3$$

Подставляя вместо ω_1 его значение, найдем скорость под'ема клапана

$$v = \omega \frac{r_1}{r_2} \cdot r_3.$$

Таким образом, в результате построения, которое может быть выполнено довольно точно, мы находим скорость под'ема клапана в зависимости от числа оборотов машины и величин трех радиусов, которые определяются графически.

Вычисляя эту скорость для тех же положений точки A_2 , которые служили для построения кривой под'ема, вычерчиваем на фиг. 204 кривую скорости v . Максимум скорости соответствует точке перегиба кривой под'ема. На фиг. 203 центр ролика при этом находится в точке x на пересечении линии O_1O_2 с кривой под'ема. Так как точка x лежит довольно близко от точки M_1 , становится понятным, что на протяжении M_1c необходимо определить h и e для нескольких углов α , т. е. выбирать углы α малыми (не более 2°). От точки x (фиг. 204) скорость убывает и, когда клапан достигнет максимального под'ема, — падает до нуля.

Для определения максимального ускорения клапана проводим касательную к кривой скорости, имеющую наибольший угол наклона к горизонту. Таковой является касательная в точке e .

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:

$$\omega_2 = \frac{dv}{dt}.$$

Удобнее всего найти приращение скорости dl за промежуток

$$dt = \frac{1}{100} \text{ сек.}$$

Если машина делает n оборотов в минуту, то время одного оборота составляет $\frac{60}{n}$ сек., время поворота на 1° выражается $\frac{60}{n \cdot 360}$ или $\frac{1}{6 \cdot n}$ сек.

Поэтому, за $\frac{1}{100}$ сек. эксцентрик поворачивается на угол

$$\alpha = \frac{6 \cdot n}{100}.$$

Откладывая от точки k (фиг. 204) влево отрезок, эквивалентный одной сотой секунды, измеряем ординату y в масштабе скорости v .

Максимальное ускорение

$$j_{\max} = \frac{y}{0,01} \frac{\text{мТ}}{\text{сек}^2}.$$

Для быстроходных машин можно величину dl 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:

$$U = \frac{G}{g} j_{\max}$$

Вес G клапана и его частей в машинах среднего размера можно принимать от 3 до 5 кг.

Кроме силы инерции на клапан во время под'ема действуют:

- 1) Давление пара на неуравновешенный клапанный шток (для выпускного клапана над цилиндром — снизу вверх);
- 2) Собственный вес клапана (сверху вниз).

Предполагая, что обе эти силы, совершенно незначительные, друг друга уравнивают, 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.

Последняя, таким образом, должна быть заложена с первоначальным прогибом f_0 . В точке x под'ем клапана равен h_1 . Пружина при этом должна прогнуться на величину $f_0 + h_1$ и развивать силу F , превышающую или по крайней мере уравнивающую силу инерции U . Для безопасности работы обычно выбирают силу:

$$F = 1,1 U \text{ ; } 1,2 U$$

Для расчета пружины зададимся максимальной силой пружины F_{\max} , развивающейся при под'еме клапана на высоту h_{\max} . Величину F_{\max} принимают равной

$$(1,3 \text{ - } 1,5) F.$$

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. 205.

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,

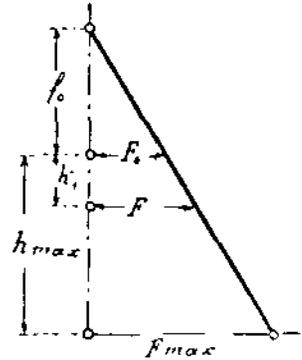
d — толщину (диаметр) проволоки,

z — число витков,

G — модуль сдвига,

k_d — скручивающее напряжение пружины.

В таком случае



Фиг. 205.

$$F_{\max} = \frac{\pi d^3}{16R} k_d$$

$$f_{\max} = \frac{64 F_{\max} z l^3}{G d^4}$$

Для разбираемого случая расчета пружины

$$f_{\max} = f_0 + h_{\max}$$

Модуль сдвига для стальной пружины следует принимать

$$G = 750000 - 800000 \text{ кг/см}^2,$$

допускаемое напряжение на скручивание:

$$k_d = 3500 \text{ кг/см}^2.$$

§ 68. 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 (под'ема) 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^0 . В таком случае время поворота на 1^0 составляет:

$$\frac{60}{n \cdot 360} \text{ сек.},$$

а время прохождения γ^0

$$t = \frac{\gamma}{6 \cdot n}$$

Эту величину и принимают за время падения клапана, при чем углом γ задаются. Обычно (при $n = 100$):

$$\gamma = 12^0 \div 15^0.$$

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 под'ема клапана является наибольшей, но для надежности максимальную силу пружины берут на 10—15% больше F , что достигается выбором напряжения k_a , при расчете на силу F , около 3000 кг/см².

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

$$\frac{F_0}{F} = \frac{f_0}{f_0 + h_{\max}}$$

Пример.

Расчитать пружину для впускного клапана в расцепном распределении Кольмана.

Максимальный под'ем клапана $h_{\max} = 18$ мм.

Число оборотов машины $n = 120$

Примем угол поворота главного кривошипа за время падения клапана

$$\gamma = 12^0$$

В таком случае, время падения

$$t = \frac{\gamma}{6 \cdot n} = \frac{12}{6 \cdot 120} = 0,0167 \text{ сек.}$$

Требуемое ускорение клапана

$$j = \frac{2h_{\max}}{t^2} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,0167^2} = 129 \text{ мт/сек.}^2$$

Принимая вес клапана со штоком и с принадлежащими к нему частями:

$$G = 4 \text{ кг.},$$

найдем необходимую силу пружины:

$$F = G \left(\frac{j}{g} - 1 \right) = 4 \left(\frac{129}{9,81} - 1 \right) = 49 \text{ кг.}$$

Начальное натяжение пружины примем

$$F_0 = \frac{49}{1,5} = 33 \text{ кг.}$$

Начальный прогиб найдем из соотношения

$$\begin{aligned} \frac{F_0}{F} &= \frac{f_0}{f_0 + h_{\max}} \\ \frac{33}{49} &= \frac{f_0}{f_0 + 18} \\ f_0 &= 37 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Размеры пружины рассчитаем для силы $F = 49$ кг. и прогиба $f = f_0 + h_{\max} = 55$ мм.

Принимая (по конструктивным соображениям) радиус пружины $R = 3$ см. найдем толщину проволоки

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot R}{\pi \cdot k_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49 \cdot 3}{3,14 \cdot 3000}} \cong 0,65 \text{ см.} = 6,5 \text{ мм.}$$

(В соответствии с вышеприведенным указанием о выборе k_d , последнее принято 3000 кг/см^2).

Число витков пружины

$$z = \frac{f \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot F \cdot R^3} = \frac{5,5 \cdot 0,65^4 \cdot 800000}{64 \cdot 49 \cdot 3^3} \cong 10.$$

Недостаточная точность вышеприведенных расчетов пружин вызвала необходимость пользования эмпирическими формулами. Во многих случаях

силу пружин 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 цилиндров высокого давления, меньшие — для ц. н. д.

Максимальную силу пружины принимают

$$F_{\max} = (1,2 \div 2) F_0.$$

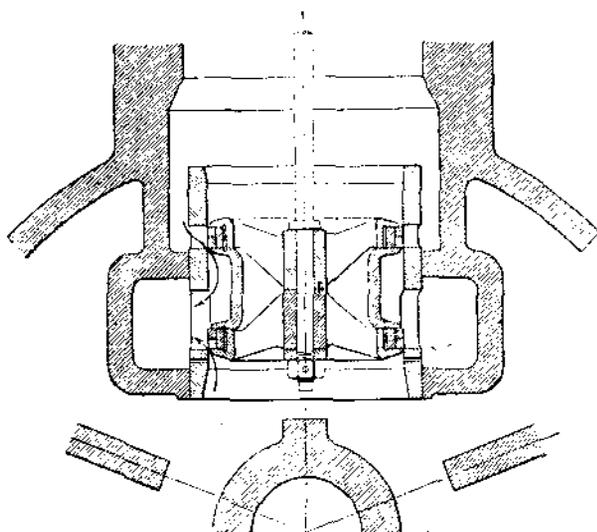
По этим формулам полезно проверить силу пружины, определенную одним из вышеизложенных методов.

§ 69. 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 вышерассмотренным для клапанных распределений. Это обстоятельство дало повод многим авторам ввести не совсем удачный термин „поршневые клапана“.

Конструкция золотника с вертикально расположенной осью показана на фиг. 206.



Фиг. 206.

В полость, находящуюся в крышке цилиндра, пар поступает через золотник двумя путями, как показано стрелками. Начало впуска происходит при движении золотника вверх, при чем в небольшом количестве пар начинает поступать через отверстия *m* еще во время сжатия.

Золотник может подниматься и опускаться при помощи любого из механизмов клапанных распределений.

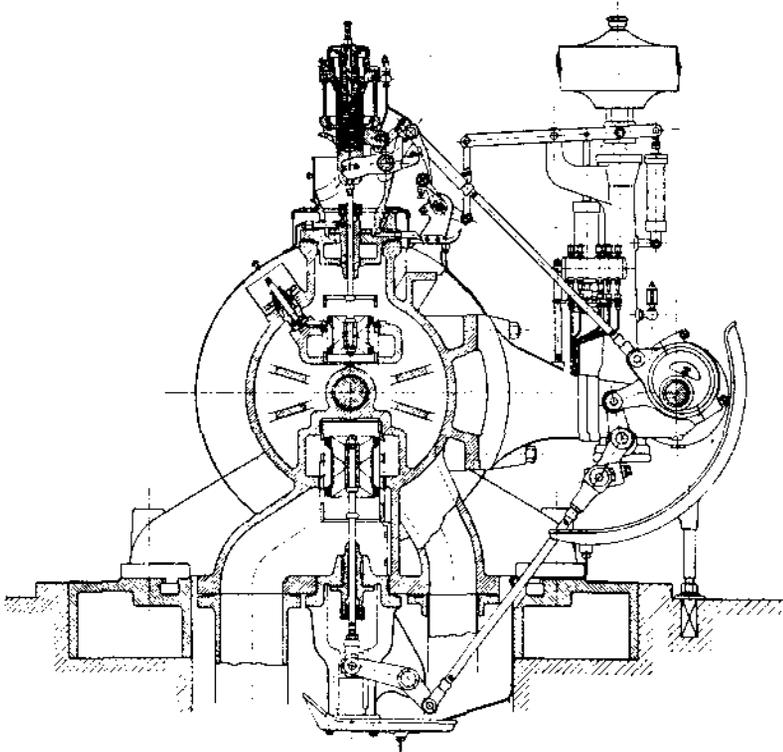
Преимущества такого рода золотников перед клапанами заключается в следующем:

- 1) несколько большая уравновешенность;
- 2) большая плотность прилегания, независящая 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 Штумпфа.

На фиг. 207 показан поперечный разрез через крышку цилиндра машины этой системы (постройки завода Гартмана в Хемнице), в которой впускные клапана 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. 208.

Особенный интерес представляет новейший принудительный механизм Прелля, специально спроектированный для рассматриваемого расположения



Фиг. 207.

золотников. Механизм этот, изображенный схематично на фиг. 209 в применении к прямоточной машине имеет целью свести до минимума передвижения золотника при холостом его ходе (начиная с момента отсечки до начала впуска).

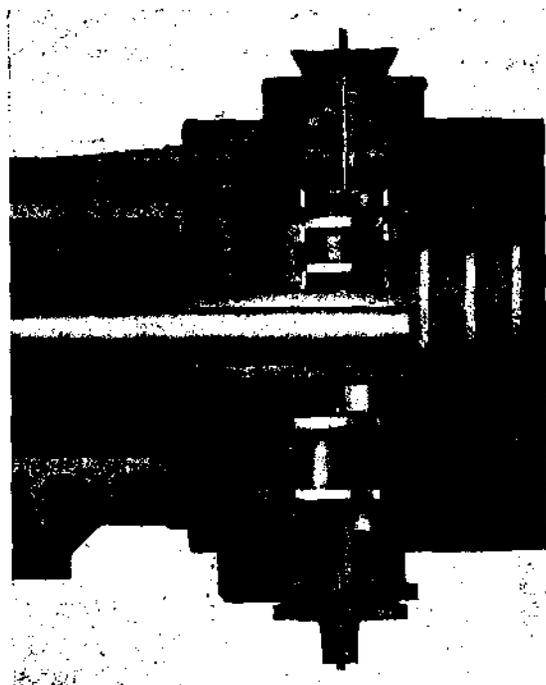
Простые поршневые золотники находятся в непрерывном движении, подвергая срабатыванию свои кольца и втулку с окнами. В механизме Прелля золотник, закрыв канал и опустившись на необходимую величину перекрыши, остается на некоторое время почти в покое, начиная ход вверх лишь вблизи момента начала впуска.

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 неподвижным. Кривая перемещения золотника в функции времени представлена на фиг. 210. От оси абсцисс вверх отложены величины открытия окон

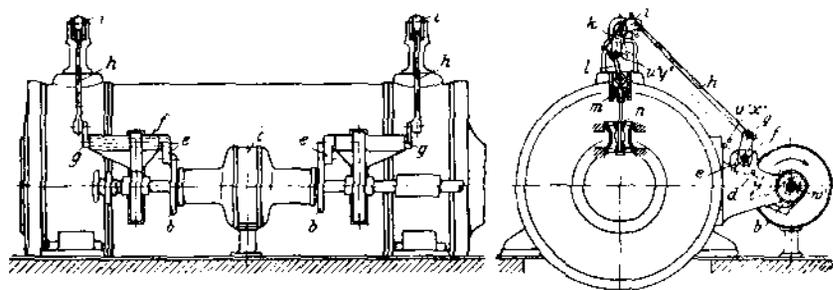
по высоте, вниз — перекрыши золотника. Ось абсцисс az соответствует, таким образом, кромке окон во втулке.

Начало впуска происходит в точке a , в точке l достигается полное открытие окон, в точке b — отсечка. В точке u золотник сдвинут на максимальную величину перекрыши и сохраняет ее (с небольшим колеба-



Фиг. 208.

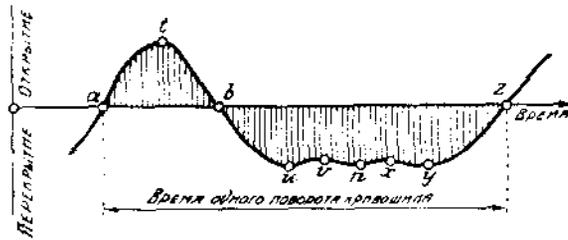
нием) на протяжении времени uu . Почти полная неподвижность золотника за этот период объясняется следующим.



Фиг. 209.

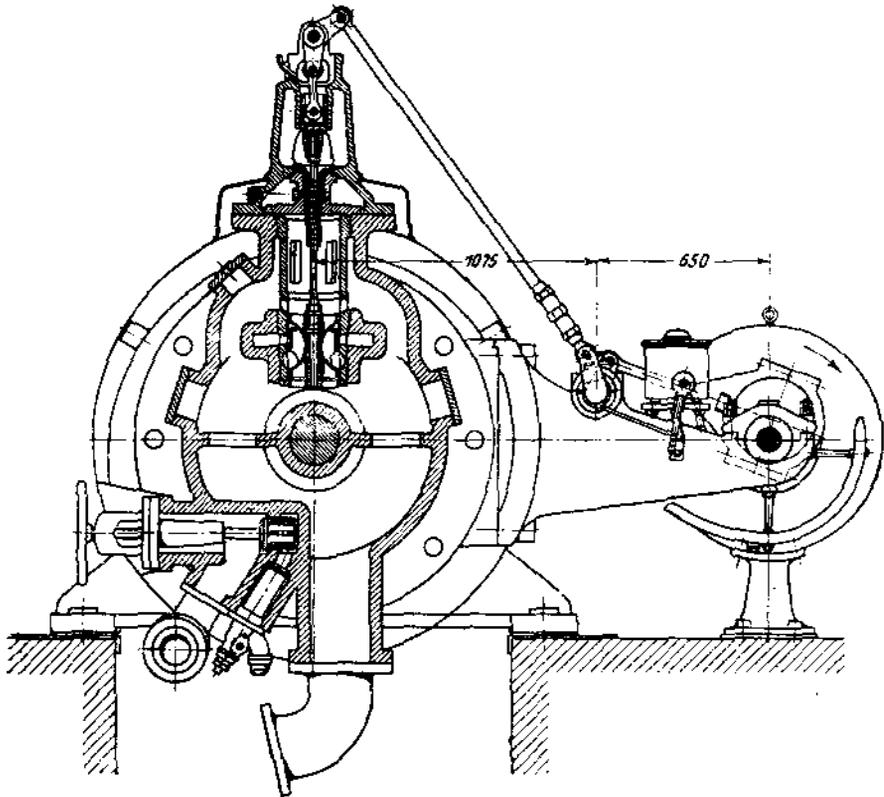
Точка u диаграммы соответствует точке u' на схеме распределения, когда детали k и l располагаются по одной прямой и приводят золотник в нижнее мертвое положение. По выходе точки u' из этого положения,

кривошип g и тяга h также располагаются по одной прямой, сочленяясь в точке r' (точка r на диаграмме). Далее приходит в мертвое положение



Фиг. 210.

m' эксцентриситет, после чего в такое же положение вновь становятся последовательно детали $g-h$ (точка r') и $k-l$ (точка y').



Фиг. 211.

Конструктивный чертеж парораспределения показан на фиг. 211 в разрезе по крышке цилиндра.

3. Крановые парораспределения.

§ 70. Краны, их расположение и определение размеров.

Если плоский золотник свернуть вокруг оси его перемещения, то получается цилиндрический золотник.

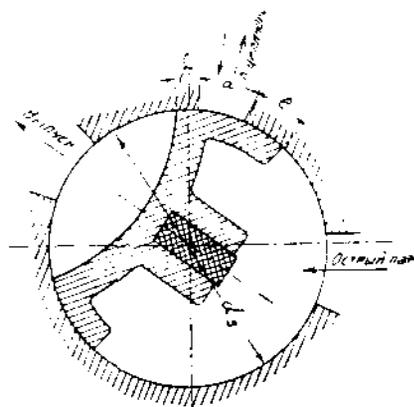
Если же плоский золотник свернуть в цилиндр в направлении, перпендикулярном к вышеуказанному, мы получим понятие о кране, как органе парораспределения.

В простейшем случае цилиндр может обслуживаться двумя кранами, каждый из которых управляет и впуском, и выпуском из одной полости цилиндра.

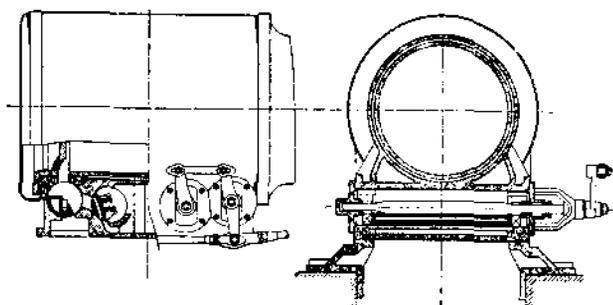
Схема поперечного разреза такого крана представлена на фиг. 212. Под действием распределительного механизма кран совершает колебательно-вращательные движения вокруг своей оси. Верхняя лапа крана имеет полную аналогию с лапой плоского золотника. Величины e , i , a имеют те же значения, что и в золотниковом распределении, но измеряются не по прямой линии, а по дуге круга, радиуса

$$r_x = \frac{d_x}{2}$$

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 располагают сверху, а выпускные снизу цилиндра. Пример первой конструкции показан на фиг. 213, второй — на фиг. 214. Из этих фигур уясняется и конструкция крана. Шпindelь крана в большинстве случаев делается



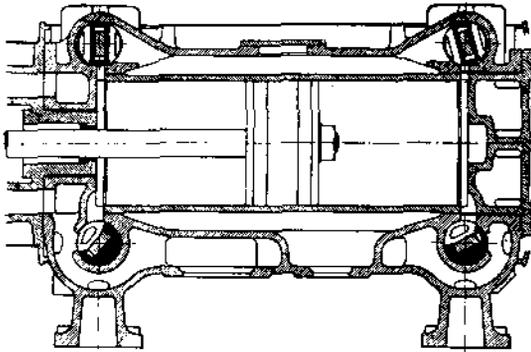
Фиг. 212.



Фиг. 213.

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 кривошип, соединяющийся с распределительным механизмом. Впускной кран на фиг. 213 снабжен каналом Трика.



Фиг. 214.

органов парораспределения.

Ширина впускного окна

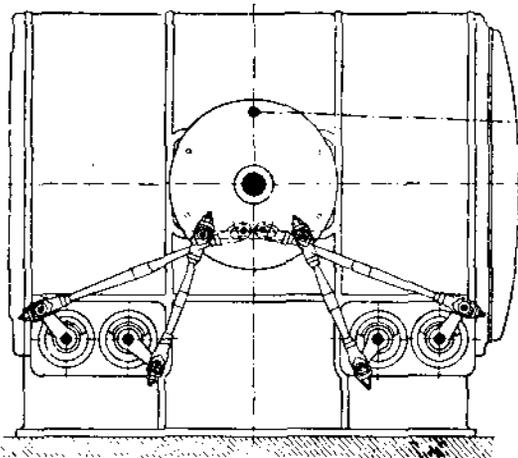
$$a = \frac{f}{h},$$

где f — площадь сечения окна, вычисленная известным способом (см. § 40

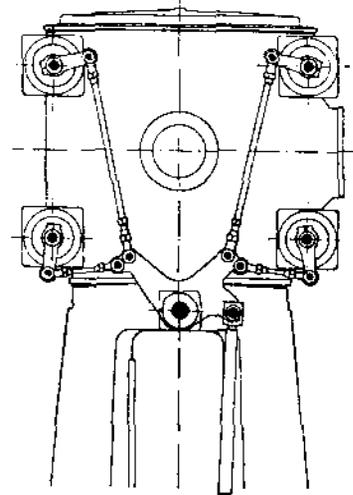
h — высота канала (рабочая длина крана); обычно

$$h = 0,8 D \text{ :- } D.$$

(D — диаметр цилиндра).



Фиг. 215.



Фиг. 216.

Диаметр крана делают обычно

$$d_s = 4,5a \text{ :- } 5,5a \text{ — при двух,}$$

$$d_s = 4a \text{ :- } 5a \text{ — при четырех кранах.}$$

Привод кранов осуществляется обычно при помощи одного эксцентрика, тяга которого соединена с распределительным диском. Пример такой конструкции показан на фиг. 215. В различных точках распределительного диска к нему присоединены тяги отдельных кранов. На фиг. 216 подобный же привод показан в применении к вертикальной машине.

Определение размеров кранов исходит из тех же оснований, что и для других

При этом желательно, чтобы

$$d_s = \frac{D}{3} \div \frac{D}{5}$$

Материалом для кранов служит чугун.

Кран должен быть пришлифован в горячем состоянии и снабжен надежным смазочным устройством.

Крановые парораспределения имели широкое распространение в Америке и по имени конструктора их часто называются распределениями Корлисса.

В европейских машинах краны применяются значительно реже, а в настоящее время и вовсе выходят из употребления.

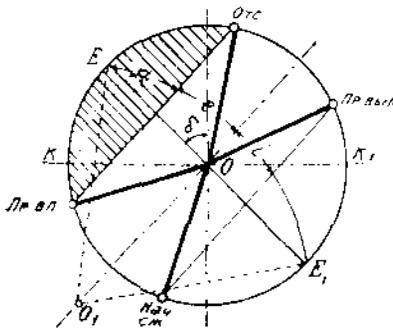
Хотя краны, как органы распределения, и обладают известными преимуществами, как, напр., малая величина вредного пространства, простота и дешевизна изготовления, но в современных машинах они не могут удовлетворить основным, предъявляемым к органам парораспределения требованиям.

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. 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.

§ 71. 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 $\frac{d_s}{2}$ меньше длины приводящего рычага.



Фиг. 217.

Если на диаграмме Мюллера (фиг. 217) описать из точки O_1 дугу радиусом

$$O_1E = \frac{d_s}{2}$$

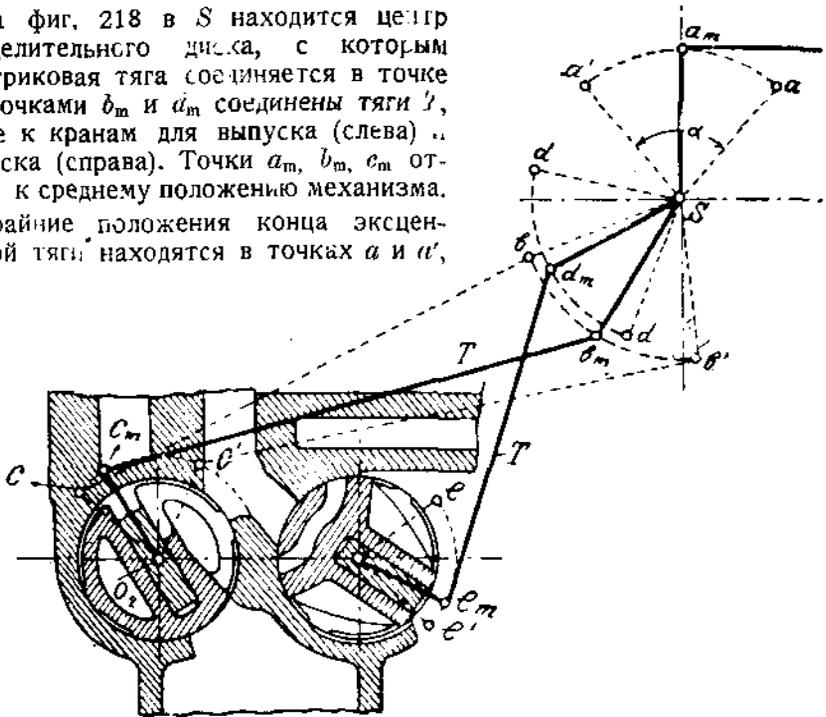
проходящую через точки E и E_1 , то перемещения крана измеряются отрезками этой дуги. На диаграмме отмечены величины a , e , i , измеряемые на поверхности втулки крана («кранового зеркала»), и отложенные на фиг. 212.

Проектирование крана в этом случае отличается от проектирования коробчатого 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. 218 в S находится центр распределительного диска, с которым эксцентриковая тяга соединяется в точке a_m . С точками b_m и a_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' ,



Фиг. 218.

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 $c'e_m$. Точка e_m для второго крана также не расположена посередине пути cc' .

В силу изложенного, при помощи диаграммы Мюллера можно определить лишь перемещения точки a , при чем на фиг. 217 в этом случае радиус O_1E должен быть взят равным Se (фиг. 218).

Перемещения же точки c , а с нею и крана находятся соответственными построениями по фиг. 218.

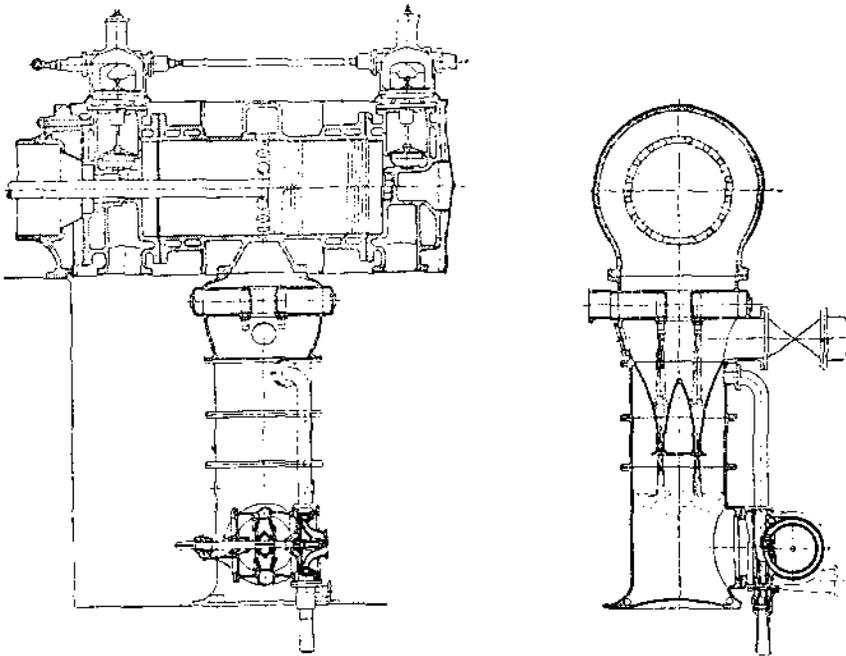
Время, затрачиваемое на прохождение путей $c'e_m$ и cc_m одинаково, поэтому, скорость на первом участке больше, чем на втором. Это обстоятельство используется таким образом, что за время прохождения пути cc_m кран держит канал закрытым, открытие же и закрывание канала происходит при большей скорости на участке $c'e_m$.

4. Распределение выпуска, управляемое поршнем машины.

§ 72. Конструкции проф. Штумпфа.

Теория прямоточных машин разобрана в § 11-д и § 16-е. На фиг. 17 (стр. 36) приведена схема этой машины, а в § 17 — пример построения индикаторной диаграммы. Горизонтальная и вертикальная конструкция машины представлены на фиг. 179 и 195.

Окна для выпуска пара делаются или прямоугольной формы, или круглые, или ромбические. Для того, чтобы смягчить порывистый выпуск пара из машины (см. § 11-д), наиболее целесообразной формой окон является круглая.



Фиг. 219.

Для расчета сечения окон обычно применяемая формула (32) (стр. 111) 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 сечение окон.

В таблице этой обозначают:

p_c — давление в конце расширения в атм. абс.

p_2 — „ при выпуске в атм. абс.

f_0 — общее сечение окон в см.² для $A = 1$, при чем

$$A = D^2 H n$$

(D — диаметр цилиндра в мт., H — ход поршня в мт., n — число оборотов

| $\frac{p_c}{p_2}$ | 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 $10^{0,6}$ хода поршня.

Действительное сечение окон

$$f = A f_0.$$

Пример.

Расчитать сечение выпускных окон для машины Штумпфа следующих размеров:

$$D = 400 \text{ мм}; H = 500 \text{ мм}; n = 150.$$

Давление в конце расширения: $p_c = 1,6$ атм. абс.

Давление в конденсаторе: $p_2 = 0,03$ атм. абс.

Отношение

$$\frac{p_c}{p_2} = \frac{1,6}{0,03} = 53,4$$

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

$$d = 0,1 \cdot H = 0,1 \cdot 50 = 5 \text{ см.}$$

Сечение одного окна

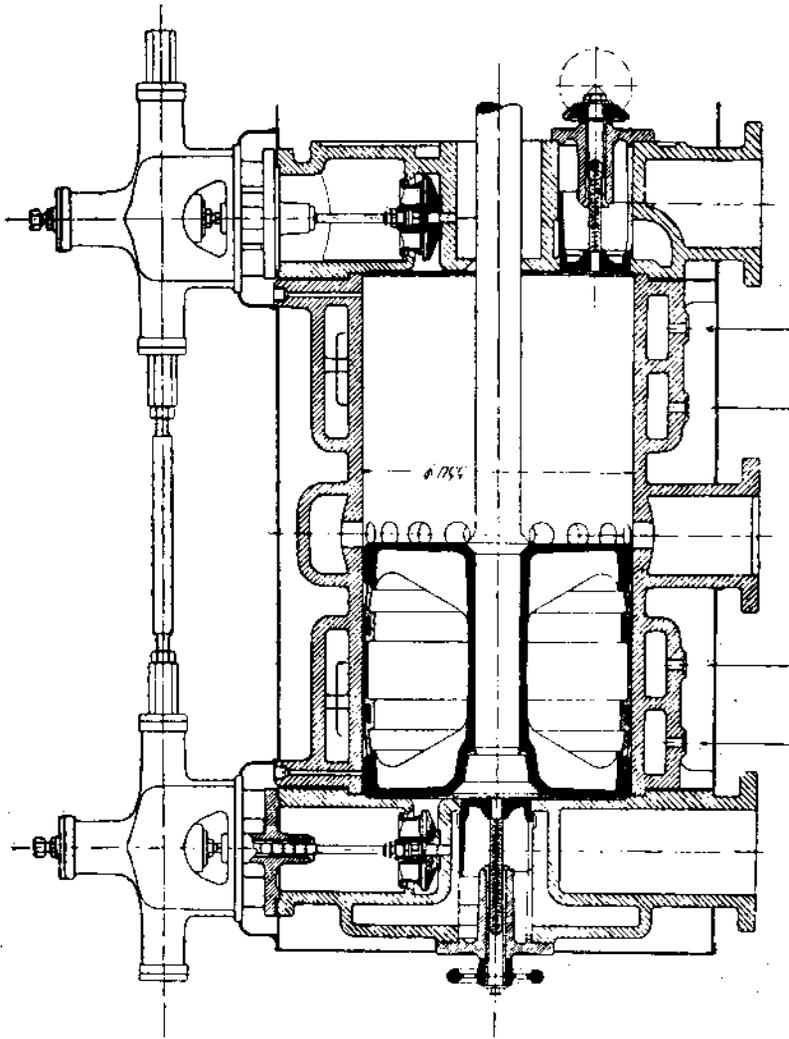
$$f_1 = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,63 \text{ см}^2$$

Откуда, число окон

$$i = \frac{228}{19,63} \cong 12.$$

Сечение паровыпускной трубы должно быть равно или больше сечения окон.

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 конден-



саторах машин Штумпфа, желательно избежать потерь и в паровыпускной трубе. Для этого конденсатор прямоточных машин обычно располагается

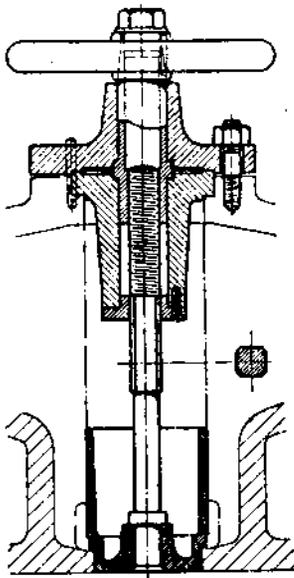
непосредственно под выпускным патрубком цилиндра, как показано на фиг. 179, а также на фиг. 219.

При изучении индикаторной диаграммы машины Штумпфа (см. § 16-е) было обращено внимание на высокую степень сжатия в этих машинах, вынуждающую при работе на атмосферу прибегать к искусственному увеличению вредного пространства.

На фиг. 220 представлена одна из конструкций прямоточного цилиндра, на которой ясно видны клапана к добавочному вредному пространству. Детальная конструкция такого клапана показана на фиг. 221. В некоторых случаях применяют клапана, автоматически открывающиеся при повышении давления выпуска.

Добавочное вредное пространство, конечно, сводит на-нет все выгоды прямоточной конструкции, поэтому, в последнее время проф. Штумпф предложил другой способ уменьшения степени сжатия.

На концах цилиндра располагаются автоматически действующие добавочные клапана для выпуска пара (фиг. 222). Пружина, заложенная вверху 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 давления по обе стороны поршня уравниваются, и клапан открывается, производя добавочный выпуск пара. Посадка клапана совершается бесшумно, благодаря наличию масляного буфера.



Фиг. 221.

При работе на конденсацию пространство над поршнем клапана может быть постоянно сообщено с паропроводом острого пара, т. к. клапан все время закрыт. При переходе на работу с противодавлением пространство над поршнем клапана соединяется с цилиндром.

Такие же клапана могут ставиться и не автоматические, а с приводом от распределительного валика машины.

Сжатие пара в цилиндре начинается с момента закрытия поршнем клапана, 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

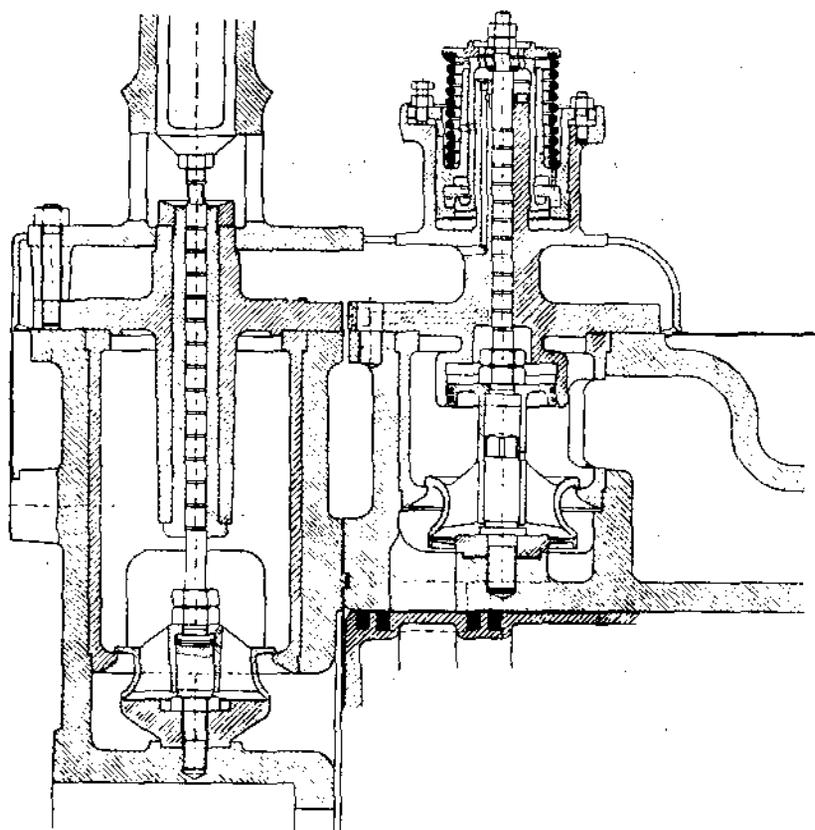
никаких преимуществ перед машинами обычного типа, т. к. она гораздо сложнее простой прямоточной машины, да и самый принцип прямоточности здесь нарушен.

§ 73. Прямоточные машины с комбинированным распределением выпуска.

Большая степень сжатия в машинах Штумпфа, а также значительная длина поршня и парового цилиндра послужили основанием к появлению прямоточных 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 на стр. 52 (фиг. 28). Помимо уменьшения степени сжатия, они отличаются от машин Штумпфа коротким поршнем и нормальной длиной цилиндра,

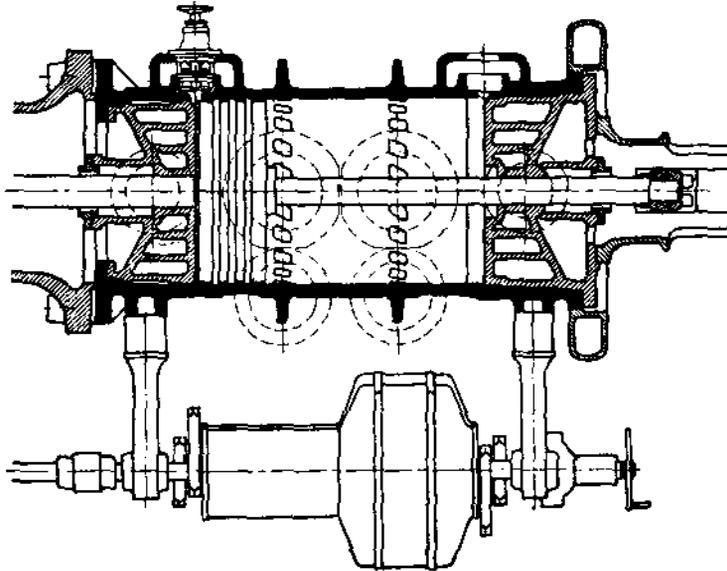
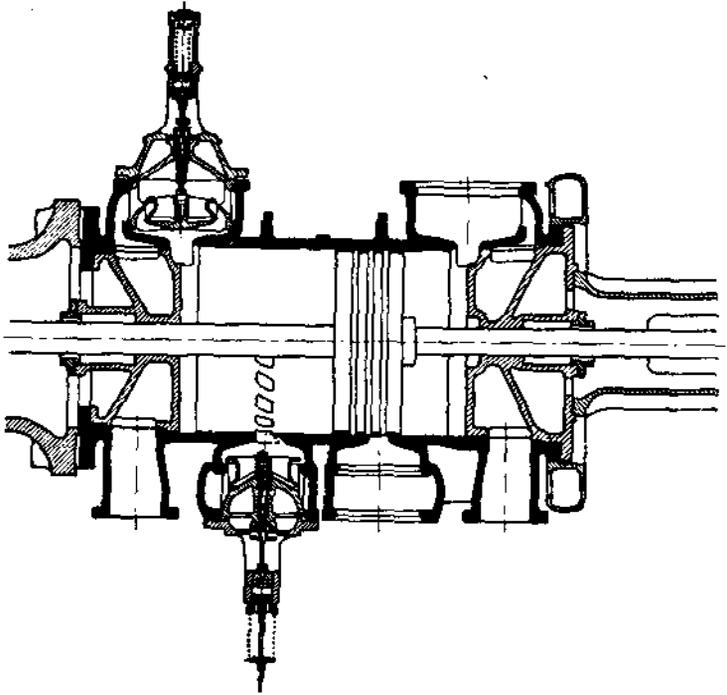
На фиг. 223 представлен конструктивный чертеж машины, работающей по верхней схеме фиг. 28.



Фиг. 222.

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 впуска и расширения) оба выпускных клапана закрыты. Когда левая кромка поршня 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 клапана

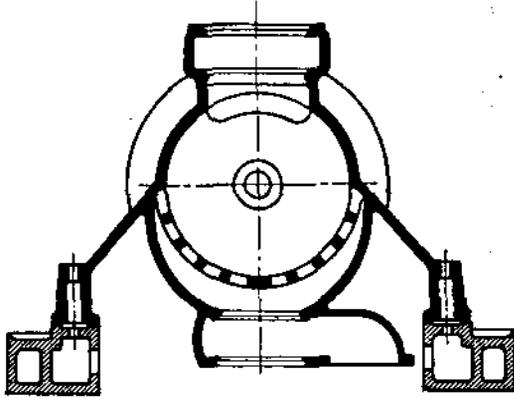
все это время открыты; каждый из них закрывается лишь на время впуска и расширения в соответственной полости цилиндра,



Фиг. 223.

Несколько иная конструкция цилиндра, соответствующая нижней схеме фиг. 28, представлена на фиг. 224 (конструкция Саксонского машиностроительного завода).

Здесь имеется лишь один ряд окон, выпуск из которых управляется поршневым золотником. При левом мертвом положении поршня зо-



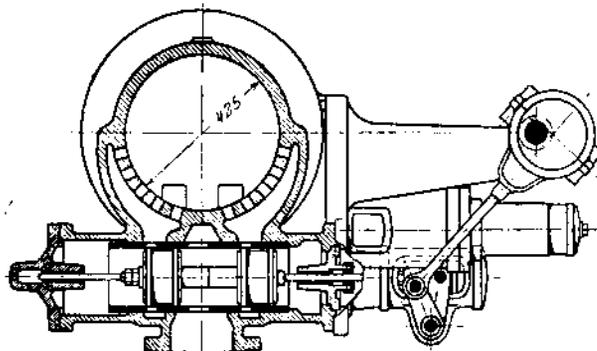
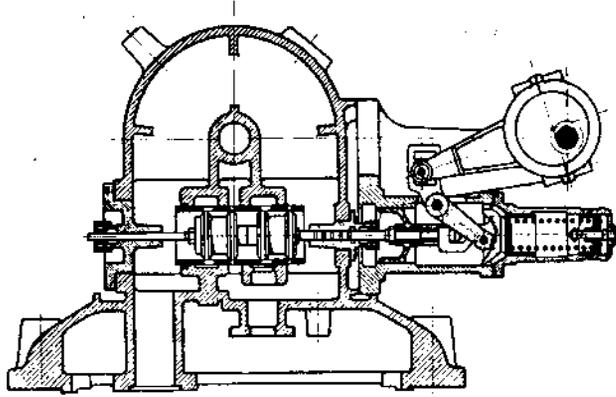
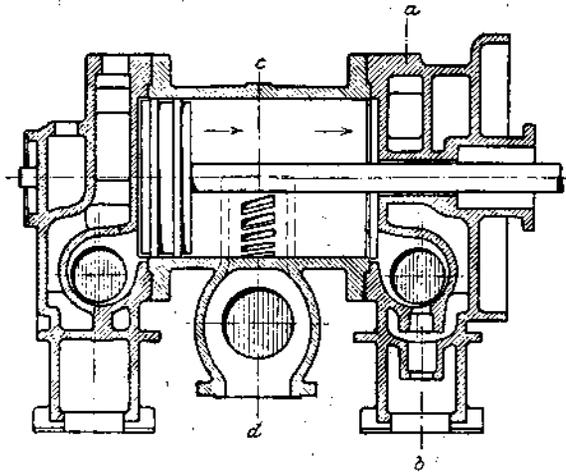
Фиг. 223.

лотник, 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 рассмотренных 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 клапану в клапанную коробку. Пригонка крышек в этой конструкции должна быть особо тщательная. Несмотря на невысокую степень сжатия, машина снабжена все же добавочным вредным пространством небольшого объема, заключающемся 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 на ряду с лучшими конструкциями одноцилиндровых машин.



РАЗРЕЗ ПО с-д

Фиг. 224.

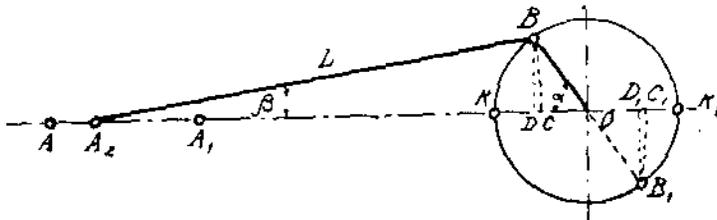
ЧАСТЬ III.

ЗАКОНЫ КРИВОШИПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

1. Кривошипный механизм и расчет маховика.

§ 74. Кривошипный механизм.

На фиг. 225 представлена схема кривошипного механизма паровой машины.



Фиг. 225.

Мертвые положения кривошипа: OK и OK_1 . Им соответствуют положения крейцкопфа в точках A и A_1 , причем

$$AA_1 = KK_1.^1)$$

Когда кривошип повернется на угол α в положение OB , то крейцкопф 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.

$$1) \quad KD = OK - OD.$$

Так как

$$OD = R \cos \alpha$$

то

$$KD = R (1 - \cos \alpha)$$

¹⁾ На фиг. 225 по недомотру отрезок AA_1 не равен KK_1 .

$$2) DC = A_2C - A_2D$$

$A_2C = A_2B$ — 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:

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} \cong 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha$$

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

$$\left(\frac{R}{L} \right)^4 \cong \left(\frac{1}{5} \right)^4 < 0,002 \text{ и } \sin \alpha < 1$$

Поэтому,

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} \cong 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha.$$

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:

$$x = KC = KD + DC = R (1 - \cos \alpha) \pm \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \alpha \dots \dots (33)$$

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, производя построение, аналогичное предыдущему, мы найдем точки C_1 и D_1 , причем сдвиг поршня из правого мертвого положения

$$K_1C_1 = K_1D_1 - D_1C_1$$

Величины:

$$K_1D_1 = KD \text{ и } D_1C_1 = DC$$

Поэтому, в выражении для x абсолютные значения входящих величин останутся без изменения, знак же перед вторым членом окажется отрицательным.

Если бы шатун имел бесконечно большую длину, то сдвиг поршня при повороте кривошипа на угол α измерялся бы отрезком

$$KD = R (1 - \cos \alpha);$$

второй член формулы (33) обусловлен конечностью шатуна и обращается в нуль при $L = \infty$

§ 75. Силы инерции.

Общая формула для силы инерции тела массой m , движущегося с ускорением j :

$$U = -mj$$

(знак минус показывает, что сила инерции направлена противоположно движению).

Для определения силы инерции возвратно-движущихся масс в паровой машине, найдем скорость их, а затем и ускорение.

Скорость поршня:

$$v = \frac{dx}{dt}$$

Дифференцируя уравнение (33), 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

$$v = (R \sin \alpha \pm \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin 2\alpha) \omega$$

Ускорение движения:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = (R \cos \alpha \pm \frac{R^2}{L} \cos \alpha) \omega^2 \dots (34).$$

Массу возвратно-движущихся частей мы будем относить к 1 см² площади поршня. Обозначим вес этих частей G_h .

Отношение $\frac{G_h}{F} = q$

представляет собою вес движущихся частей, приходящийся на 1 см² площади поршня. Масса тех же частей определяется по формуле:

$$m = \frac{q}{g},$$

где

$$g = 9,81 \text{ мт/сек.}^2.$$

Подставив в формулу (34)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

можно определить силу инерции возвратно-движущихся масс:

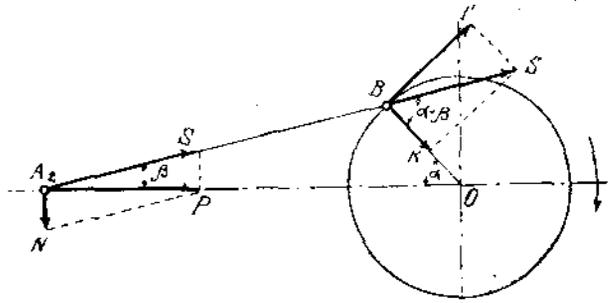
$$U = - \frac{q}{g} \cdot \frac{4 \pi^2 n^2}{3600} \left(R \cos \alpha \pm \frac{R^2}{L} \cos 2\alpha \right)$$

Имея в виду, что $\pi^2 \cong g$,

$$U = - q R \frac{n^2}{900} \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \dots \dots \dots (35).$$

§ 76. Силы, действующие в кривошипном механизме.

К поршню машины приложена сила P (фиг. 226), которая передается в крейцкопф. В точке A_2 эту силу можно разложить на 2 составляющих: на силу N , перпендикулярную к оси машины, и на силу S , направленную вдоль шатуна.



Фиг. 226.

Из фиг. 226 следует:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}$$

Сила N , приложенная к крейцкопфу, вызывает давление на параллели машины. На величину этой силы нужно рассчитывать опорную поверхность крейцкопфа с тем, чтобы удельное давление на параллели составляло 2—3 кг/см².

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 кривошипу 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,

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = - \frac{P}{\cos \beta} \sin (\alpha + \beta) \dots \dots \dots (36)$$

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 $\alpha \rightarrow 90^\circ$. (Если бы шатун был бесконечной длины, то T_{\max} соответствовала бы в точности углу $\alpha = 90^\circ$). При прохождении кривошипом следующего квадранта сила убывает.

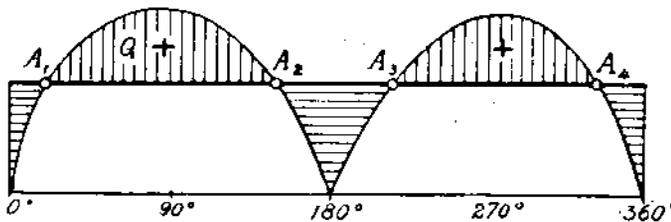
При $\alpha = 180^\circ$, вновь $\beta = 0$ и $T = 0$.

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. 227).

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 равны положительным. Угловая же скорость вращения в течение одного оборота непостоянна и колеблется от некоторого минимума до максимума.



Фиг. 227.

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 кг./мт.

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

$$J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = Q \dots \dots \dots (37),$$

где ω_{\max} и ω_{\min} — максимальное и минимальное значения угловой скорости на одном из участков пути кривошипа.

Уравнение (37) является основным при расчете маховика, так как главная часть вращающихся масс может быть отнесена к ободу маховика, служащего как бы аккумулятором энергии.

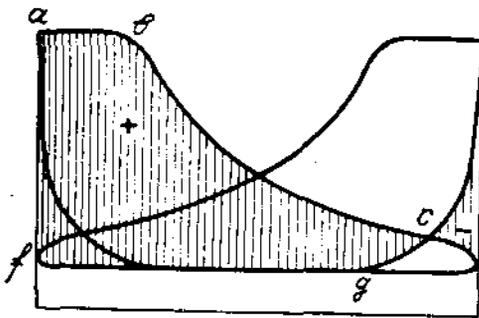
Когда движущая сила превышает силу сопротивления, то маховик накапливает в себе энергию в виде приращения живой силы; когда движущая сила падает, маховик возвращает накопленную энергию. Назначение маховика, таким образом, — поддерживать равномерную угловую скорость в течение одного оборота машины.

§ 77. Расчет маховика.

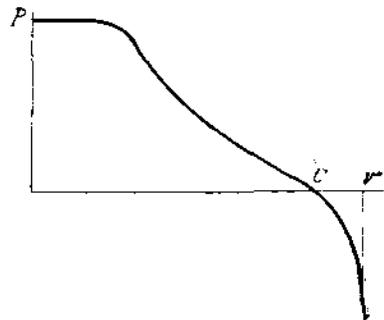
Для определения размеров и веса маховика необходимо построить кривую тангенциальных усилий, заменить площадь этой кривой эквивалентной ей работой силы сопротивления (прямоугольник на фиг. 227), определить величину максимальной избыточной площади и по уравнению (37) найти момент инерции маховика.

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.



Фиг. 228.



Фиг. 229.

Давление пара на поршень в любой момент определяется при помощи индикаторных диаграмм машины. Пар давит на поршень с двух сторон (в левой и правой полости). 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. 228).

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 e 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. 229. В точке e кривая пересекает ось абсцисс и меняет свой знак.

Переходя к силам инерции, воспользуемся выведенной в § 75 формулой

$$U = -q R \left(\frac{n}{30} \right)^2 \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right)$$



Фиг. 230.

При шатуне бесконечно большой длины последний член отпадает, и в этом случае изменение сил инерции представляется прямой линией, пересекающей ось абсцисс посредине длины диаграммы (фиг. 230).

В самом деле, когда угол поворота кривошипа $\alpha = 0$,

то $\cos \alpha = 1$ и $U = -q R \left(\frac{n}{30} \right)^2 = -U_{\max}$

При $\alpha = 90^\circ$, $\cos \alpha = 0$ и $U = 0$.

Когда $\alpha = 180^\circ$, $\cos \alpha = -1$ и $U = +q R \left(\frac{n}{30} \right)^2 = U_{\max}$.

Построение кривой сил инерции для шатуна конечной длины можно произвести аналитическим методом, подставляя в формулу (34) 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. 231) 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:

$$\pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha$$

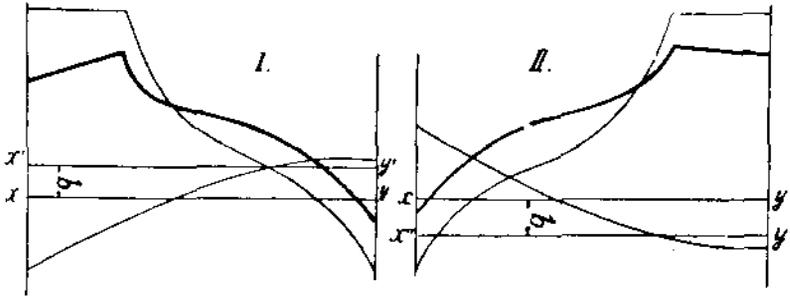
(знак $(+)$ относится к верхней полуокружности кривошипа, знак $(-)$ — к нижней).

При угле $\alpha = 0$, $\cos \alpha = 1$, $\cos 2\alpha = 1$, и величина силы инерции

$$U = -qR \left(\frac{n}{30} \right)^2 \left(1 + \frac{R}{L} \right) = - \left(U_{\max} + \frac{R}{L} U_{\max} \right).$$

На фиг. 232 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 двигается вверх, то собственный вес его является отрицательной силой. Новая ось абсцисс $x'u'$ проводится на высоте q над прежней осью.



Фиг. 232.

При ходе поршня вниз собственный вес увеличивает силу, приложенную к поршню, и новую ось абсцисс $x'u''$ 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 цилиндров высокого давления машин компаунд и тандэм $q = 0,28 \text{ кг/см}^2$.

Для цилиндров низкого давления машин компаунд и тандэм $q = 0,2 \text{ кг/см}^2$.

Для машины Штумпфа $q = 0,3 - 0,4$ „

В последнем случае можно также пользоваться формулами Штумпфа:

$$q = 0,064 D^{0,5},$$

где D — диаметр цилиндра в см. и

$$q = \frac{3,5 N_p}{F},$$

где N_p — мощность машины в л. с., F — площадь поршня в см^2 .

Если машина имеет контршток, то к величине q добавляется еще $0,02 \text{ кг/см}^2$.

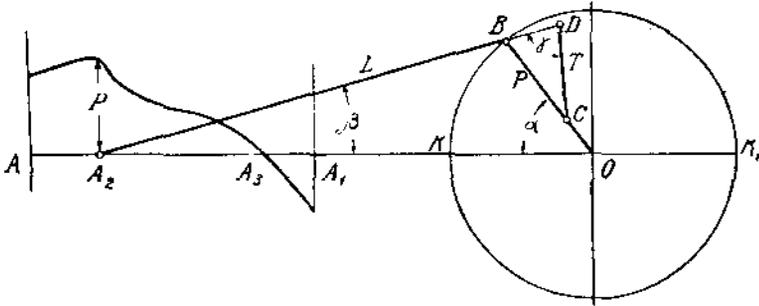
Перейдем теперь к определению величины тангенциальной силы T .

На фиг. 233 слева вычерчена суммарная кривая давлений на поршень для левой полости цилиндра. Длина диаграммы, представляющей собою ход поршня, равна AA_1 . Опишем окружность, диаметр которой равен AA_1 , а расстояние AK равно длине шатуна l :

$$AK = 5 OK = 2,5 AA_1$$

$$\left(\text{считая, что отношение } \frac{R}{L} = \frac{1}{5} \right)$$

Начерченная окружность представляет собою окружность вращения кривошипа, точки же A и A_1 мы можем считать за мертвые положения кривокопфа.



Фиг. 233.

Выберем произвольное положение кривокопфа A_2 , при котором кривошип повернется на угол α . Величина давления на поршень в этот момент определяется ординатой в точке A_2 . Эту силу мы обозначим P . Отложим P по направлению радиуса кривошипа OB , в виде отрезка BC . Продолжим направление шатуна A_2B 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

$$\frac{DC}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{P}{\sin(90^\circ - \beta)} = \frac{P}{\cos \beta}$$

$$DC = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = T \text{ (см. формулу 36).}$$

Таким графическим приемом можно определить тангенциальную силу T для любого положения поршня.

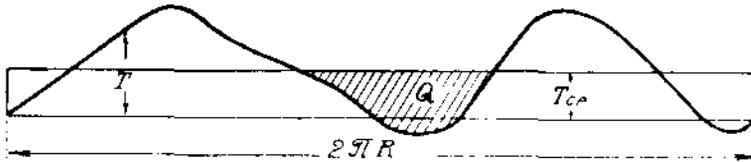
Для обратного хода поршня (от A_1 к A) следует измерять ординаты P по кривой давлений обратного хода (II на фиг. 232) и находить силу T на нижней полуокружности. Построение следует выполнять таким образом, что окружность кривошипа делится на 16—24 равных частей, и из точек деления делаются засечки радиусом, 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 делят на столько равных частей, на сколько была разделена окружность, и на ординатах в точках деления откладывают тангенциальные силы T . Подобная диаграмма представлена на фиг. 234.

Площадь диаграммы планиметрируется и делится на длину диаграммы. Таким образом, находится средняя величина тангенциальной силы T , равной постоянной силе сопротивления. Проведя на высоте $T_{\text{ср}}$ 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. 234.

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 уравнения (37)

$$FQ = J \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2},$$

где J — момент инерции маховика. Остальные вращающиеся части в расчет не принимаются.

$$J = \frac{G}{g} \frac{D_k^2}{4},$$

где D_k — диаметр маховика (точнее диаметр центра тяжести обода), G — вес маховика, отнесенный к центру тяжести обода.

Величину

$$\frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2}$$

мы представим в виде

$$\frac{(\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})(\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}})}{2} \frac{\omega}{\omega}.$$

Под ω мы будем понимать среднюю угловую скорость:

$$\omega = \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2}$$

Отношение

$$\frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega} = \delta$$

называется степенью неравномерности маховика. Величина δ показывает, насколько отклоняется максимальная и минимальная угловые скорости от среднего значения. Пользуясь принятыми обозначениями, найдем:

$$\frac{\omega^2_{\max} - \omega^2_{\min}}{2} = \omega^2 \delta.$$

В таком случае

$$FQ = J\omega^2 \delta = \frac{G}{g} \frac{D_k^2}{4} \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \delta = G D_k^2 \frac{n^2}{3600} \delta.$$

Из последнего уравнения определяется так называемая характеристика маховика

$$G D_k^2 = \frac{3600 Q F}{\delta n^2} \dots \dots \dots (38)$$

В этой формуле:

D_k — в мт. F — в см²
 Q — в кг.мт/см.² G — в кг.

Для нахождения веса маховика обычно задаются диаметром его с тем, чтобы окружная скорость

$$v = \frac{\pi D_k n}{60}$$

на ободе маховика составляла:

$$v = 15 \dots 20 \text{ мт/сек.}$$

и в крайнем случае для быстроходных машин

$$v = \text{до } 30 \text{ мт/сек.}$$

Вследствие влияния спиц, достаточно, если вес обода маховика будет составлять 0,9 вычисленного веса

$$G_k = 0,9 G.$$

Полный вес маховика можно считать 1,35 G_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 $\delta = 1/35$
- мукомольных мельниц $\delta = 1/50$
- прядильных машин $\delta = 1/50 \dots 1/100$
- динамо-машин постоянного тока $\delta = 1/150 \dots 1/200$
- генераторов переменного тока $\delta = 1/300$.

Площадь поперечного сечения обода маховика f может быть определена из соотношения

$$G_k = f \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_k \gamma$$

где R_k — радиус центра тяжести обода в см.,

γ — удельный вес чугуна.

Принимая $\gamma = 0,00725$ кг/см³.

найдем

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,00725} \cdot \frac{G_k}{R_k} = 22 \frac{G_k}{R_k} \dots \dots \dots (39)$$

Площадь сечения обода маховика f получается в кв. см.

Для многоцилиндровых машин метод расчета остается тот же. Кривые тангенциальных усилий строятся для каждого цилиндра в отдельности, а затем графически складываются, смещая кривые одну относительно другой, сообразно углам заклинения кривошипов. Для машин многократного расширения пользуются рэнкинизированными (см. § 31) диаграммами, и в формуле (38) F в этом случае обозначает площадь поршня ц. н. д.

§ 78. Пример расчета маховика.

Расчитать маховик машины, развивающей мощность $\Lambda_e = 100$ л. с. при числе оборотов $n = 120$ в минуту. Диаметр цилиндра $D = 300$ мм., ход поршня $H = 500$ мм.

Машина обслуживает динамо постоянного тока, поэтому, степень неравномерности выбрана:

$$\delta = 1/150.$$

Для рассчитываемого маховика построена кривая тангенциальных усилий, при чем длина ее составляет 200 мм., масштаб же давлений:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ мм.}$$

Так как длина диаграммы должна равняться

$$2\pi R = 2\pi \cdot 0,25 = 1,57 \text{ мт.}$$

то масштаб абсцисс диаграммы

$$\frac{200}{1570} = \frac{1}{7,75}$$

Избыточная площадка диаграммы тангенциальных усилий составляет 980 мм.², что при указанных масштабах составляет:

$$\frac{980 \cdot 7,75}{10} = 760 \text{ кг. мм./см}^2 = 0,76 \text{ кг. мт./см}^2$$

Примем окружную скорость на обode маховика

$$v = 20 \text{ мт./сек.};$$

тогда диаметр маховика

$$D_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 20}{120 \cdot \pi} = 3,2 \text{ мт.}$$

Площадь поршня парового цилиндра

$$F = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706 \text{ см}^2.$$

По формуле (38) вес маховика, приведенный к центру тяжести обода

$$G = \frac{3600 \cdot Q \cdot F}{\delta \cdot \pi^2 \cdot D_k^2} = \frac{3600 \cdot 0,76 \cdot 706 \cdot 150}{14400 \cdot 10,2} = 1970 \text{ кг.}$$

Вес обода может быть принят

$$G_k = 0,9 \cdot 1970 = 1770 \text{ кг.}$$

Площадь поперечного сечения обода

$$f = 22 \cdot \frac{G_k}{R_k} = \frac{22 \cdot 1770}{160} = 243 \text{ см}^2.$$

2. Устойчивость паровой машины.

§ 79. 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 § 75, сила инерции возвратно-движущихся масс, приходящаяся на единицу площади поршня, выражается формулой:

$$U = -q R \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha\right)$$

где

$$q = \frac{G_h}{F}$$

(G_h — вес возвратно-движущихся частей; F — площадь поршня).

Полную величину сил инерции возвратно-движущихся масс U'_h получим, умножив U на площадь поршня F :

$$U'_h = -\frac{G_h \cdot F}{F} R \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot \cos \alpha = -G_h R \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cos \alpha.$$

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 (см. фиг. 235). Как известно,

$$C = \frac{G_r \cdot v^2}{g \cdot R} = \frac{G_r}{g} \frac{4\pi^2 R^2 n^2}{3600 R} = G_r R \frac{n^2}{900}.$$

Раскладывая силу C на горизонтальную и вертикальную составляющие, найдем:

$$U'_h = G_r \cdot R \cdot \frac{n^2}{900} \cdot \cos \alpha$$

$$U'_v = G_r \cdot R \cdot \frac{n^2}{900} \cdot \sin \alpha.$$

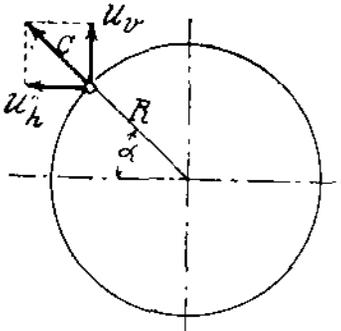
Последняя (вертикальная) сила достигает максимума при углах поворота кривошипа $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$:

$$(U_v)_{\max} = \pm G_r R \frac{n^2}{900} \dots \dots \dots (40)$$

Горизонтальная составляющая U'_h центробежной силы складывается с силой инерции возвратно-движущихся масс. Суммарная сила инерции, направленная по оси машины (горизонтально — для горизонтальных машин)

$$U_h = U'_h + U''_h = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \cdot \cos \alpha$$

$$(U_h)_{\max} = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \dots \dots \dots (41)$$



Фиг. 235.

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 $R = 0,4$ мт.

Число оборотов $n = 300$

Весы неуравновешенных масс:

$$G_h = 300 \text{ кг.}; G_r = 100 \text{ кг.}$$

По формулам (41) и (40):

$$(U_h)_{\max} = \frac{400 \cdot 0,4 \cdot 300^2}{900} = 16000 \text{ кг.}$$

$$(U_v)_{\max} = \frac{100 \cdot 0,4 \cdot 300^2}{900} = 4000 \text{ кг.}$$

Из выражений для сил инерции видно, что они быстро растут с увеличением числа оборотов. В тихоходных машинах они не так велики, как в указанном 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.

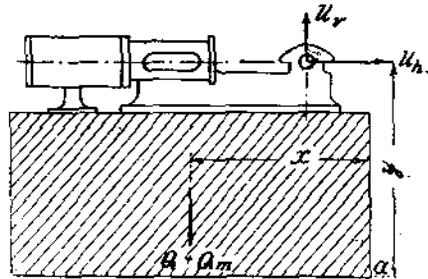
§ 80. Условия устойчивости горизонтальной машины.

Вдоль оси машины, схема которой представлена на фиг. 236, 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

$$U_h \cdot y \leq (Q + Q_m) x.$$

Отсюда находим минимальный вес фундамента

$$Q \geq \frac{U_h \cdot y}{x} - Q_m.$$



Фиг. 236.

Заемствуя цифровые данные из предыдущего параграфа и полагая

$$y = x; \quad Q_m = 3000 \text{ кг.}$$

найдем

$$Q \geq 16000 - 3000; \quad Q \geq 13000 \text{ кг.}$$

Принимая вес 1 куб. мт. кирпичной кладки 1600 кг., находим минимальный объем фундамента 8 куб. мт.

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 подергивание под действием силы U_h . Для этого служит формула:

$$U_h \leq (Q + Q_m) f,$$

где f — коэффициент трения фундамента по основанию.

Если фундамент поставлен на земляной подушке, то

$$f = 0,65;$$

если подушка бетонная, то

$$f = 0,75.$$

Что касается влияния вертикальной силы инерции U_v , то само собой разумеется, должно быть:

$$Q + Q_m > U_v.$$

Обыкновенно в горизонтальных машинах это условие всегда выполняется.

Сила U_v служит для расчета:

1) фундаментных болтов, причем в расчет принимаются только болты, ближайšie к валу (болты под цилиндром в расчет не принимаются). Допускаемое напряжение на разрыв в болтах, ввиду ответственности работы и значительной затяжки их, берется:

$$k_2 = 200 \text{ — } 300 \text{ кг/см.}^2$$

2) удельного давления рамы машины на кладку фундамента; давление это складывается из веса машины и силы U_v . Допускаемое давление на кладку берется:

$$k = 2 \text{ — } 4 \text{ кг/см.}^2$$

3) крышечных болтов коренных подшипников, причем принимаются во внимание только подшипники, примыкающие к кривошипцу, так что в случае коленчатого вала в расчет принимаются болты двух подшипников, а в случае кривошипного вала — лишь одного подшипника.

§ 81. Условия устойчивости вертикальной машины.

В этой машине (фиг. 237) сила U_h , действующая по оси машины, направлена вертикально, а сила U_v — горизонтально. Первая сила вызывает напряжение фундаментных и подшипниковых болтов, вторая — создает момент, стремящийся опрокинуть фундамент вокруг ребра a .

Основой для расчета фундамента в этом случае является условие:

$$U_h \leq Q + Q_m.$$

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, разобранный в § 79, и положить

$$Q_m = 2500 \text{ кг.}$$

(вертикальные машины несколько легче горизонтальных), то

$$16000 \leq Q + 2500; \quad Q \geq 13500 \text{ кг.}$$

что составляет 8,5 куб. мт. кладки.

Производя расчет на силу U_v , можно написать аналогично предыдущему параграфу

$$U_v \cdot y \leq (Q + Q_m) x$$

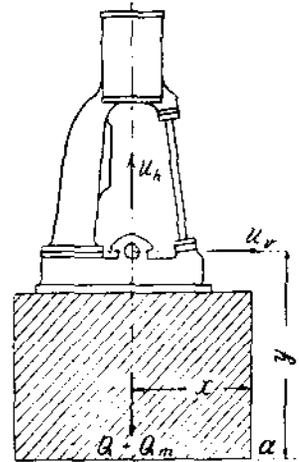
откуда,

$$Q \geq \frac{U_v \cdot y}{x} - Q_m.$$

Третье условие равновесия выражается формулой

$$U_v \leq (Q + Q_m) f;$$

$$(f = 0,65 \text{ — } 0,75).$$



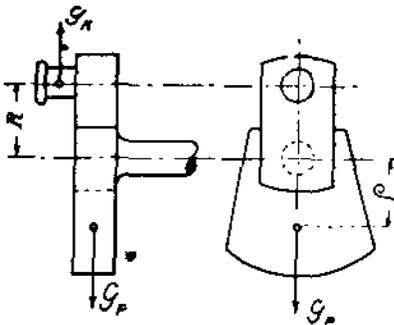
Фиг. 237.

Подшипниковые и фундаментные болты вертикальных машин нагружаются силой U_h , 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 $U_h - Q_{ст}$, крышечные же болты — по полной силе U_h , сложенной со статическими опорными реакциями в подшипнике.

Колонны, на которых стоит цилиндр машины, рассчитываются на силу давления пара и силу инерции U_h .

§ 82. Уравновешение 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.



Фиг. 238.

Противовесы подвешиваются к кривошипу машины, как показано на фиг. 238. Вес противовеса обозначим G_p , радиус его центра тяжести ρ . Если противовес предназначен для уравновешения вращающихся масс, то должно быть соблюдено условие:

$$G_r \cdot R \cdot \frac{n^2}{900} = G_p \cdot \rho \cdot \frac{n^2}{900}$$

Левая часть этого уравнения представляет собою центробежную силу вращающихся масс (кривошипа и 0,6-шатуна), правая — центробежную силу,

развиваемую противовесом. Из уравнения следует

$$G_p = G_r \frac{R}{\rho}$$

Задав ρ , можно определить вес противовеса, или наоборот.

При полном уравновешении вращающихся масс целиком уравновешивается сила U_v , по оси же машины остается сила инерции U_h .

При помощи вращающегося противовеса можно, однако, уничтожить действие и возвратно-движущихся масс. Если противовесу придать вес

$$G_p = G_h \frac{R}{\rho},$$

то его центробежная сила раскладывается на две составляющих: горизонтальную

$$U_{ph} = G_p \rho \frac{n^2}{900} \cos \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \cos \alpha$$

и вертикальную

$$U_{pv} = G_p \rho \frac{n^2}{900} \sin \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \sin \alpha$$

Силы эти направлены прямо-противоположно силам U_h и U_v . Сила U_{ph} уравнивается силой U'_h , вызываемой возвратно-движущимися массами. Поэтому, в горизонтальном направлении остается неуравновешенной лишь небольшая сила U_h'' , обусловленная вращающимися массами. По вертикальной же оси (предполагается горизонтальная машина) будет действовать разность сил

$$U_{pv} - U_v = (G_h - G_r) R \frac{n^2}{900} \sin \alpha.$$

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.

Уравнивание 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 уравнивание и вращающихся, и возвратно-движущихся масс, делая G_p равным 0,5 до 0,8 веса масс $G_h - G_r$.

В паровозных машинах делают

$$G_p = G_r + \alpha G_h; \quad (\alpha = 0,15 \text{ ; } 0,6).$$

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 уравнивание возвратно-движущихся масс вращающимся противовесом не может быть достигнуто.

В многоцилиндровых машинах силы инерции могут быть уравниваны и без помощи противовесов надлежащим заклиниванием кривошипов отдельных цилиндров.

Ч А С Т Ь IV.

Р Е Г У Л И Р О В А Н И Е.

§ 83. 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, напр. 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 из себя один или два вращающихся маятниковых груза, которые при нормальном числе оборотов машины занимают некоторое положение равновесия, т. к. центробежная сила грузов уравнивается тем или иным способом, напр., 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 ним передаточным механизмом переставливается или дроссельный клапан машины, суживающий сечение для прохода пара, или части парораспределения, устанавливающие меньшую степень наполнения. В обоих случаях (см. § 16-б) 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 регуляторов 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 скорее 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, уравнивается ли центробежная сила маятников особым грузом, или пружиной.
- 2) Центробежные и инерционные регуляторы. В последних перестановка частей парораспределения производится главным образом за счет силы инерции вращающихся масс.

3) Конические и плоские регуляторы. В первых из них грузы перемещаются 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.

§ 84. Условия равновесия регуляторов. Астатические, статические и псевдоастатические регуляторы.

На фиг. 239–241 представлены схемы простейших регуляторов типа Уатта.

Предполагая массу m обоих маятниковых грузов сосредоточенной в центре одного из шаров, мы найдем для схемы на фиг. 240 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

$$G r - C c = 0$$

откуда

$$C = G \frac{r}{c}$$

При числе оборотов n в минуту, угловая скорость

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Поэтому,

$$G \frac{r}{c} = \frac{G}{g} (r + a) \frac{\pi^2 n^2}{30^2}$$

Так как ускорение силы тяжести g приблизительно равно π^2 , то

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{r}{c} \frac{1}{r + a}$$

Так как

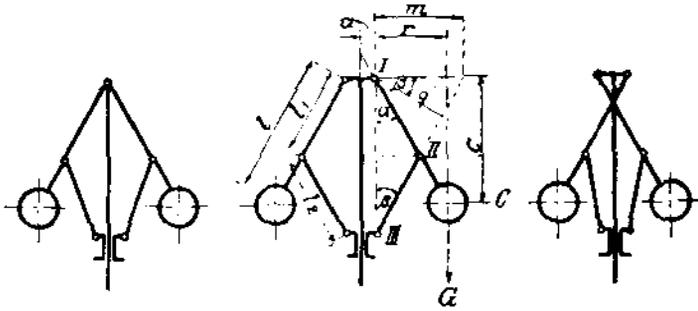
$$\frac{r}{c} = \operatorname{tg} \alpha; \quad r = l \sin \alpha,$$

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. 239 и фиг. 241.

Для центрального подвешения грузов (фиг. 239):



Фиг. 239.

Фиг. 240.

Фиг. 241.

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{l \cos \alpha}$$

Для перекрестного подвешения (фиг. 241):

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{l \sin \alpha - a}$$

Три последних уравнения решены графически на фиг. 242.

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. 239), II — к открытому (фиг. 240), III — к перекрестному подвешению (фиг. 241).

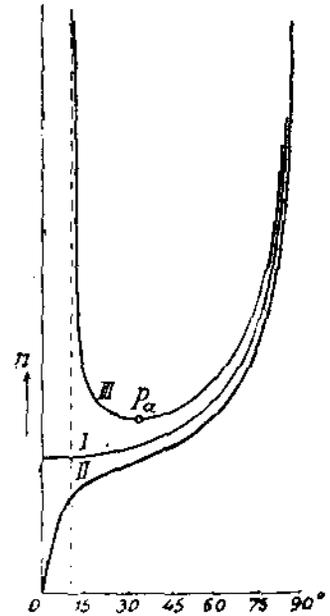
Кривые I и II, а также и кривая III, начиная с точки P_* , непрерывно поднимаются, так что требуемое для равновесия регулятора число оборотов возрастает с расхождением маятников и подъемом муфты. Такие регуляторы называются устойчивыми. Неустойчивым регулятором следует считать такой, в котором, при увеличении расстояния между шарами, равновесие может быть достигнуто только уменьшением угловой скорости вращения, т. е. при подъеме муфты число оборотов должно уменьшаться. Такие регуляторы совершенно непригодны к

употреблению. Примером может служить регулятор на фиг. 241, который является неустойчивым до точки P_a (фиг. 242).

Регулятор, в котором каждому положению маятников соответствует определенное число оборотов, возрастающее с расхождением грузов, называется также статическим.

В противоположность этому, аstaticкие 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. Аstaticкие регуляторы пригодны только в качестве регуляторов непрямого действия.

Применяемые для паровых машин регуляторы должны быть устойчивыми, но по возможности близкими к аstaticности для того, чтобы числа оборотов при двух крайних положениях маятников незначительно отличались друг от друга. Такие регуляторы называют псевдоаstaticкими. Благодаря незначительному изменению числа оборотов, их нетрудно осуществить с большим подъемом муфты и удовлетворить требованию широких пределов регулирования.



Фиг. 242.

§ 85. Степень неравномерности и нечувствительности регуляторов.

При нормальной нагрузке машина делает 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 к среднему числу оборотов

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

называется теоретической степенью неравномерности регулятора.

В большинстве конструкций

$$\delta_r = 0,02 \text{ ; } 0,08.$$

Минимальная степень неравномерности определяется на основании соображений, которые будут изложены ниже в § 87.

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 преодоление трения в частях самого регулятора, а часть — на перестановку распределения. Необходимое усилие может быть развито лишь по достижении некоторого числа оборотов, повысившего 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

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2 \Delta n}{n} \dots \dots \dots (42)$$

называется степенью нечувствительности регулятора. Ее можно определить также, 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.

$$\delta_g = \frac{(n_1 + \Delta n) - (n_2 - \Delta n)}{n} = \frac{n_1 - n_2}{n} + \frac{2 \Delta n}{n} = \delta_r + \varepsilon.$$

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 :

$$\varepsilon = \frac{(\omega + \Delta \omega) - (\omega - \Delta \omega)}{\omega}$$

причем средняя угловая скорость

$$\omega = \frac{(\omega + \Delta \omega) + (\omega - \Delta \omega)}{2}$$

Так как

$$\frac{(\omega + \Delta \omega) + (\omega - \Delta \omega)}{2 \omega} = 1,$$

то выражение для ε можно переписать так:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{(\omega + \Delta \omega) - (\omega - \Delta \omega)}{\omega} = \frac{(\omega + \Delta \omega) + (\omega - \Delta \omega)}{2 \omega} - \frac{(\omega + \Delta \omega) + (\omega - \Delta \omega)}{2 \omega} + \frac{(\omega + \Delta \omega) - (\omega - \Delta \omega)}{\omega} = \\ &= \frac{(\omega + \Delta \omega)^2 - (\omega - \Delta \omega)^2}{2 \omega^2} \end{aligned}$$

Умножая числитель и знаменатель правой части на mr :

$$\varepsilon = \frac{mr (\omega + \Delta \omega)^2 - mr (\omega - \Delta \omega)^2}{2 mr \omega^2}$$

Полагая, что с приращением угловой скорости на $\Delta \omega$ центробежная сила C увеличивается на ΔC , найдем

$$\varepsilon = \frac{(C + \Delta C) - (C - \Delta C)}{2C} = \frac{\Delta C}{C} \dots \dots (43)$$

Степень нечувствительности можно разложить на два слагаемых:

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \varepsilon_r$$

Часть степени нечувствительности ε_k обуславливается сопротивлением распределительного механизма, часть ε_r — собственным трением регулятора.

В большинстве случаев

$$\begin{aligned} \varepsilon_k &= 0,02 \text{ — } 0,04, \\ \varepsilon_r &= 0,005 \text{ — } 0,03. \end{aligned}$$

Полная степень нечувствительности

$$\varepsilon = 0,025 \text{ : } 0,07.$$

В каталогах заводов, изготовляющих регуляторы, обычно указывается под названием полной степени нечувствительности лишь половина значения ε_k .

Так что, если по проспекту завода, регулятор имеет степень нечувствительности $2\%_0$, то его действительная степень нечувствительности, принимая $\varepsilon_r = 1\%_0$,

$$\varepsilon = 2 \cdot 0,02 + 0,01 = 0,05.$$

Если машина работает при 100 оборотах в минуту, 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_r составляет $2\%_0$, то при крайних положениях муфты числа оборотов будут составлять

$$\begin{aligned} n_1' &= 103,5 \\ n_2' &= 96,5. \end{aligned}$$

Полная степень неравномерности

$$\delta_g = \frac{103,5 - 96,5}{100} = 0,07 = 0,05 + 0,02.$$

В теоретическом (свободно вращающемся) регуляторе крайние числа оборотов при $\delta_r = 2\%_0$ были бы

$$n_1 = 101; \quad n_2 = 99.$$

§ 86. Энергия, перестанавливающая 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 регулятора. Энергия, вообще говоря, зависит от величины расхождения маятников и может быть определена путем опыта, измеряя на весах давление, производимое муфтой. Аналитическим путем энергия может быть вычислена по заданным размерам регулятора.

Для системы на фиг. 240, например, если обозначить S — силу, направленную вдоль стержня II — III (сжатие под действием веса маятников — G), можно написать следующее уравнение равновесия (относительно точки I):

$$S \cdot q = G \cdot r$$

(весом частей регулятора, кроме маятников, пренебрегаем).

Таким образом,

$$S = \frac{G \cdot r}{q}$$

Вертикальная составляющая этой силы и представляет собою энергию E регулятора:

$$E = S \cdot \cos \beta = \frac{G \cdot r}{q} \cos \beta$$

Из чертежа на фиг. 240 следует, что

$$\frac{q}{\cos \beta} = m,$$

поэтому,

$$E = G \frac{r}{m}.$$

Для случая ромбического подвешения маятников ($\alpha = \beta$; $l_1 = l_2$)

$$\frac{r}{m} = \frac{l}{2 \cdot l_1}$$

и

$$E = G \frac{l}{2 \cdot l_1}.$$

Для этого частного случая, таким образом, энергия постоянна для любого положения муфты.

Энергия свободно вращающегося регулятора уравнивается 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 перестанавливающая парораспределение.

Появление этой силы, называемой перестанавливающей силой, обуславливается изменением центробежной силы C на величину ΔC . Поэтому,

$$C : E = \Delta C : P$$

$$P = E \cdot \frac{\Delta C}{C}$$

Принимая во внимание уравнение (43) в предыдущем параграфе,

$$P = \epsilon E \dots \dots \dots (44)$$

т. е. перестанавливающая сила равна энергии, умноженной на степень нечувствительности.

Величина перестанавливающей 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

$$W_s = P - W_r,$$

где W_r — сопротивление регулятора от трения. При этом

$$W_r = \epsilon_r E$$

$$W_s = \epsilon E$$

$$W_s = E (\epsilon - \epsilon_r).$$

В каталогах фирм, строящих регуляторы, обычно указывается полная величина P перестанавливающей силы, степень же нечувствительности дается без расчета на собственное трение.

Положим, напр., по данным фирмы перестанавливающая сила составляет 10 кг., степень нечувствительности 2%. По нашим обозначениям

$$P = 10 \text{ кг.}$$

$$\epsilon_s = 2 \cdot 0,02 = 0,04$$

Принимая степень нечувствительности, обусловленную собственным трением

$$\epsilon_r = 0,01,$$

найдем

$$\epsilon = \epsilon_s + \epsilon_r = 0,05.$$

Энергия регулятора

$$E = \frac{P}{\epsilon} = \frac{10}{0,05} = 200 \text{ кг.}$$

Полезная перестанавливающая сила, которая может быть использована для перестановки распределения

$$W_s = \epsilon_s \cdot E = 0,04 \cdot 200 = 8 \text{ кг.}$$

Часть перестанавливающей силы, расходуемой на преодоление собственного трения

$$H_{\gamma} = \epsilon_r E = 0,01 \cdot 200 = 2 \text{ кг.}$$

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

$$A = E \cdot s \dots \dots \dots (45)$$

§ 87. 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 допустимой степени неравномерности:

$$\delta_{r \min} = \sqrt[3]{g \cdot \frac{s_r}{T^2} \dots \dots \dots} (46)$$

Здесь обозначают:

s_r — приведенный ход муфты регулятора в см.

$s_r = \frac{\text{сумме произведений весов всех частей регулятора на квадраты их путей}}{\text{работоспособность регулятора.}}$

(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 испытанием, или же вычислено следующим образом.

Назовем:

N_{\max} — наибольшую мощность машины (при наибольшей степени наполнения) в лощ. сил.

M — массу обода махового колеса в кг.

v — скорость его в мт./сек.

Средняя величина работы машины за время T ее разбега равна:

$$N_{\max} \frac{T \cdot 75}{2} \text{ кг. мт.}$$

Работа эта используется для сообщения живой силы маховику, поэтому:

$$\frac{75 \cdot N_{\max} \cdot T}{2} = \frac{Mv^2}{2}$$

откуда

$$T = \frac{Mv^2}{75 \cdot N_{\max}} \dots \dots \dots (47)$$

Наивыгоднейшая величина степени неравномерности, исключая возможность колебаний регулятора, может быть определена по формуле Толле:

$$\delta_r = 2 \sqrt[3]{\frac{s_r}{g \cdot T^2}}$$

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

$$\varepsilon \geq \delta,$$

но в некоторых конструкциях инерционных регуляторов „прыгание“ вводят умышленно с целью уменьшения собственного трения регулятора: коэффициент трения во время движения меньше, чем в состоянии покоя, и величина ε_r получается незначительной. Следует, впрочем, иметь в виду, что „прыгание“ способствует более скорому износу трущихся поверхностей.

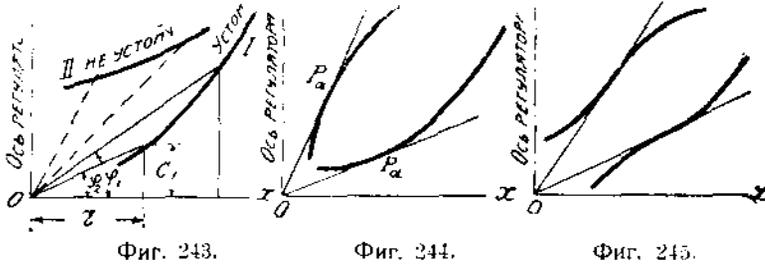
Для уничтожения колебаний и „прыгания“ регуляторов, они часто снабжаются масляными тормозами (катарактами). Поршень такого тормоза связан с муфтой регулятора, и перемещение его тормозится перетеканием масла из одной полости цилиндра в другую по узкому каналу, сечение которого может регулироваться.

Наличие тормоза увеличивает вредное сопротивление W_r , повышая степень нечувствительности. Для сохранения малой величины последней, приходится выбирать более тяжелые регуляторы (с большой энергией E).

§ 88. 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 груза до оси вращения регулятора.



Фиг. 243.

Фиг. 244.

Фиг. 245.

На фиг. 243—245 представлены образцы кривых C для различных регуляторов.

Как известно, центробежная сила

$$C = m r \omega^2 = \frac{G}{g} r \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2,$$

где G — вес маятников, r — их удаление от оси регулятора.

Поэтому (полагая $\pi^2 = g$),

$$\left(\frac{n}{30} \right)^2 = \frac{C}{G r}$$

Так как по фиг. 243

$$\frac{C}{r} = \text{tg } \varphi,$$

то

$$n = \frac{30}{\sqrt{G}} \sqrt{\text{tg } \varphi} = k \sqrt{\text{tg } \varphi},$$

где k — постоянный коэффициент.

Изменение угла φ , определяемого проведением вектора из точки O в ту или иную точку кривой C , служит для характеристики регулятора.

Если кривая C выражается прямой линией, проходящей через начало координат, то

$$\text{tg } \varphi = \text{const}$$

и число оборотов регулятора одинаково при любом положении грузов. Подобное очертание кривой C служит, таким образом, признаком астатичности регулятора.

Если $\text{tg } \varphi$ 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. 243). Если же эти касательные пересекают ось абсцисс влево от точки O , то $\text{tg } \varphi$, а вместе с ним и число оборотов уменьшаются с возрастанием r — регулятор неустойчив (кривая II на фиг. 243).

Некоторые точки кривой могут лежать на касательной из начала координат (точка P_a на фиг. 244). Регулятор в этом положении астатичен, причем для кривых на фиг. 244 по одну сторону от точки P_a регулятор устойчив, по другую — неустойчив.

На фиг. 245 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 § 85 степень неравномерности

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

Так как

$$n \approx \frac{n_1 + n_2}{2}$$

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

$$n_1^2 = k^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1; \quad n_2^2 = k^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_2; \quad n^2 = k^2 \operatorname{tg}^2 \varphi,$$

степень неравномерности можно выразить формулой:

$$\delta_r = \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi_1 - \operatorname{tg}^2 \varphi_2}{2 \operatorname{tg}^2 \varphi}$$

Пользуясь этой формулой, легко определить степень неравномерности при помощи кривой C .

Положим, что на фиг. 246 наибольшая и наименьшая центробежные силы определяются ординатами в точках 1 и 2.

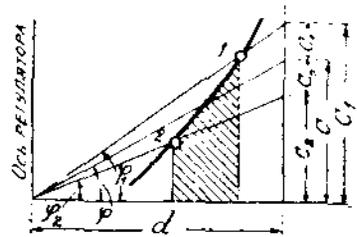
Из начала координат O проведем лучи $O1$ и $O2$ (под углами φ_1 и φ_2) и продолжим их до пересечения с вертикалью, расположенной на произвольном расстоянии d от точки O . Проведем также биссектрису угла $1O2$.

Тогда, при обозначениях фиг. 246,

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{C_1}{d}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{C_2}{d}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{C}{d}.$$

Поэтому,

$$\delta = \frac{C_1 - C_2}{2C} = \frac{2C_0}{2C} = \frac{C_0}{C}$$



Фиг. 246.

При помощи кривой C , наконец, может быть определена и работоспособность регулятора. Точная величина последней определяется по формуле

$$A = \int E ds$$

Так как сила, приложенная к муфте (энергия E), уравновешивается центробежной силой C , то

$$E ds = C dx,$$

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,

$$A = \int C dx$$

Величина этого интеграла графически может быть определена изменением заштрихованной площади на фиг. 246.

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 выясняется наиболее выгодное расположение и способ подвешивания частей регулятора.

§ 89. 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 регуляторов специализировалось несколько первоклассных фирм, по каталогам которых и приходится подбирать требующийся регулятор.

В каталогах фирм ¹⁾ 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 $A = E \cdot s$, перестанавливающая сила P , обычно соответствующая изменению скорости вращения на 2% „, т. е. степени нечувствительности $\alpha = 0,04$.

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 H_r (см. § 86). Точное определение этой величины, возможно лишь при испытании машины, т. к. 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.

¹⁾ Широкой известностью пользуются регуляторы Гартунга, Прелля и друг.

Произведение из силы сопротивления распределительного механизма, отнесенного к муфте регулятора, на ход муфты, назовем работой перестановки распределения

$$M = W_s s$$

Для определения величины M проф. Котурницкий¹⁾ дает формулу

$$M = k d^2 \text{ кг.мт.},$$

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 кг.мм. дает следующую таблицу значений, связанных с диаметром цилиндра.

| Диаметр цилиндра мм. | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
|----------------------|---------|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|------|
| Золотн. Ридера { | плоский | 100 | 200 | 350 | 550 | 800 | 1100 | — | — | — | — | — |
| | полукр. | 60 | 120 | 220 | 350 | 500 | 600 | — | — | — | — | — |
| | цилинд. | 50 | 100 | 160 | 220 | 280 | 320 | 360 | 560 | 730 | 900 | 1050 |
| Клапан. распр. { | расцеп. | — | 70 | 130 | 190 | 230 | 280 | 320 | 440 | 560 | 670 | 780 |
| | принуд. | — | 130 | 190 | 230 | 280 | 320 | 360 | 560 | 670 | 780 | 890 |

Найдя величину M , можно определить работоспособность регулятора A .

Энергия регулятора

$$E = \frac{W_s}{\epsilon - \epsilon_r} = \frac{M}{s(\epsilon - \epsilon_r)}$$

(ϵ_r — выбирается в зависимости от конструкции регулятора: для грузовых регуляторов $\epsilon_r = 0,02$, для уравновешенного регулятора Гартунга $\epsilon_r = 0,003$; для большинства других систем — смешанных пружинно-грузовых: $\epsilon = 0,01$).

Работоспособность

$$A = E s = \frac{M}{\epsilon - \epsilon_r}$$

Пример.

Подобрать регулятор для машины тандэм с клапаным распределением Кольмана. Диаметр цилиндра высокого давления $D = 450$ мм.; $n = 90$. Нормальная мощность $N_e = 300$ л. с., максимальная $N_{max} = 400$ л. с. Вес маховика $G = 9400$ кг. диаметр его $D_k = 3,8$ мт., степень неравномерности маховика $\delta = 0,01$.

По таблице Хедера находим для $D = 450$ мм. работу для перестановки распределения

$$M = 280 \text{ кг.мм.}$$

Для регулятора Гартунга принимаем

$$\epsilon = 0,04$$

$$\epsilon_r = 0,003.$$

¹⁾ См. Делл. Паровые машины, стр. 368.

Работоспособность регулятора

$$A \approx E s = \frac{M}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{280}{0,037} = 7560 \text{ кг.мм.}$$

По каталогу Гартунга можно выбрать регулятор № 95, имеющий

$$A = 7100 \text{ кг.мм.}$$

Для этого регулятора

$$\begin{aligned} n_r &= 210^1) \\ E &= 187,5 \text{ кг.}, \\ s &= 40 \text{ мм.} \\ P &= 7,5 \text{ кг.} \end{aligned}$$

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.

Отметим, что в нашем примере $\varepsilon = 0,04$, а $\delta = 0,01$ т. е.

$$\varepsilon > \delta.$$

Минимальная степень неравномерности $\delta_{r \text{ min}}$ может быть определена по формулам § 87 в соответствии с конструкцией регулятора.

Представив формулу (46) в виде

$$\delta_{r \text{ min}} = \sqrt[3]{\frac{m \cdot s}{g \cdot T^2}},$$

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 (47) время разбега

$$T = \frac{Mv^2}{75 N_{\text{max}}}$$

Окружная скорость маховика

$$v = \frac{\pi D_k n}{60} = \frac{3,14 \cdot 3,8 \cdot 90}{60} = 18 \text{ мт./сек.}$$

¹⁾ n_r — число оборотов регулятора.

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

$$r_{\text{г min}} = \sqrt[3]{\frac{0,58 \cdot 4}{981 \cdot 10,35^2}} = 0,0284.$$

§ 90. Плоские регуляторы. Основы теории и расчета.

Понятие о плоском регуляторе и о применении его к парораспределительным механизмам было дано в §§ 46, 52 и 60.

Простейшая схема регулятора представлена на фиг. 247.

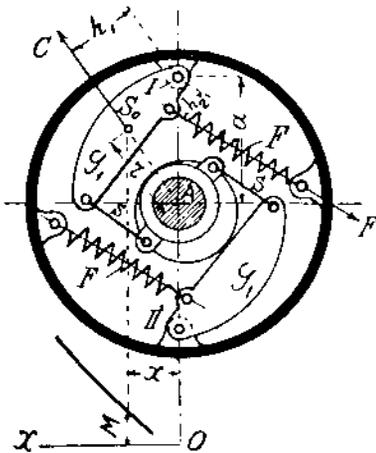
Грузы G_1 при расхождении своем помощью тяг s поворачивают эксцентрик на валу и изменяют его угол опережения.

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 эксцентрик 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 (см. § 46)

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 (см. фиг. 247).



Фиг. 247.

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G_1}{g} \cdot r \cdot \omega^2$$

Относительно цапфы I эта сила создает момент

$$M = C \cdot h_1 = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h_1,$$

Для равновесия необходимо, чтобы момент этот уравнивался моментом натяжения пружины, т. е.

$$M = F \cdot h_2.$$

Площадь треугольника ABS_0 может быть представлена, как $\frac{r h_1}{2}$.

или также $\frac{ax}{2}$, поэтому

$$r h_1 = ax.$$

В таком случае

$$M = m r \omega^2 h_1 = m \omega^2 a r = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \cdot a r = G_1 \left(\frac{n}{30} \right)^2 a r.$$

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. Напр., 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.

Задавая полную степень неравномерности δ_g , находят числа оборотов регулятора при крайнем внешнем (n_1) и крайнем внутреннем (n_2) положениях грузов

$$n_1 = n \left(1 + \frac{\delta_g}{2} \right)$$

$$n_2 = n \left(1 - \frac{\delta_g}{2} \right)$$

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 (напр., 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.

Пример.

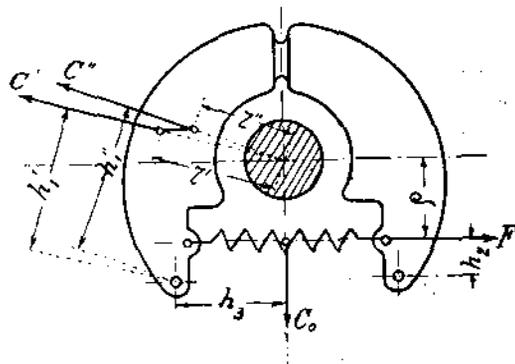
Расчитать регулятор для локомотива „Бадения“, схема которого представлена на фиг. 248.

Число оборотов регулятора $n = 160$.

Степень неравномерности должна быть: $\delta_g = 0,04$.

Размеры на схеме выбраны: радиус центра тяжести груза при внутреннем положении маятника $r'' = 150$ мм.; тоже при крайнем внешнем положении маятника $r' = 220$ мм.; плечи сил C' и C'' относительно точки подвеса груза:

$$h_1' = 223 \text{ мм.}; h_1'' = 230 \text{ мм.}$$



Фиг. 248.

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_2 при расхождении грузов) можно составить следующие уравнения:

$$C' h_1' = F' h_2 + C_0' h_3$$

$$C'' h_1'' = F'' h_2 + C_0'' h_3$$

при чем

$$C' = G_1 r' \left(\frac{n_1}{30} \right)^2 = \frac{40 \cdot 0,22 \cdot 163^2}{900} = 259 \text{ кг.}$$

$$C'' = G_1 r'' \left(\frac{n_2}{30} \right)^2 = \frac{40 \cdot 0,15 \cdot 157^2}{900} = 165 \text{ кг.}$$

$$C_0' = G_0 \rho \left(\frac{n_1}{30} \right)^2 = \frac{5 \cdot 0,148 \cdot 163^2}{900} = 22 \text{ кг.}$$

$$C_0'' = G_0 \rho \left(\frac{n_2}{30} \right)^2 = \frac{5 \cdot 0,148 \cdot 157^2}{900} = 20 \text{ кг.}$$

Из первого уравнения определяем F' :

$$F' = \frac{C' h_1' - C_0' h_3}{h_2} = \frac{259 \cdot 223 - 22 \cdot 155}{60} = 906 \text{ кг.}$$

Из второго уравнения находим F'' :

$$F'' = \frac{C'' h_1'' - C_0'' h_3}{h_2} = \frac{165 \cdot 230 - 20 \cdot 155}{60} = 582 \text{ кг.}$$

Сила F' является максимальной силой пружины.

Примем средний радиус пружины $r = 60$ мм.,
 допускаемое напряжение на скручивание $k_d = 4000$ кг./см².

Тогда толщину проволоки пружины d найдем из формулы

$$F' = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} k_d;$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{F' \cdot r \cdot 16}{\pi \cdot k_d}} = \sqrt[3]{\frac{906 \cdot 6 \cdot 16}{3,14 \cdot 4000}} = 1,9 \text{ см.} = 19 \text{ мм.}$$

При переходе грузов из одного крайнего положения в другое, пружина растягивается на $f = 32$ мм.

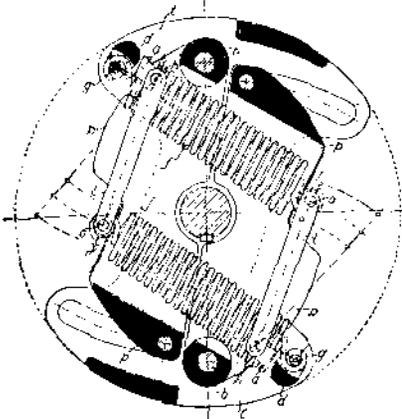
Число витков пружины z найдем по формуле

$$z = \frac{f d^4 G}{64 (F' - F'') r^3}$$

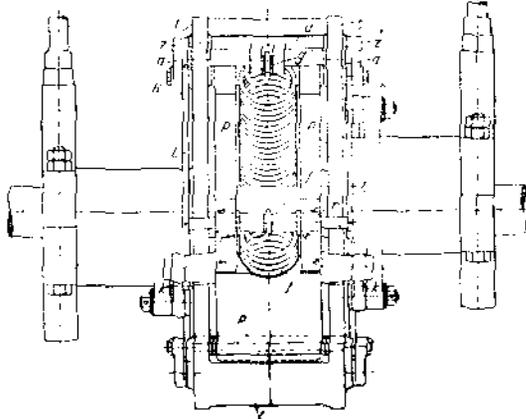
(Модуль упругости $G = 750000$ кг./см²)

$$z = \frac{3,2 \cdot 1,9^4 \cdot 750000}{64 (906 - 582) 6^3} = 7.$$

Плоские регуляторы, строящиеся различными заводами, принципиально почти не отличаются друг от друга.

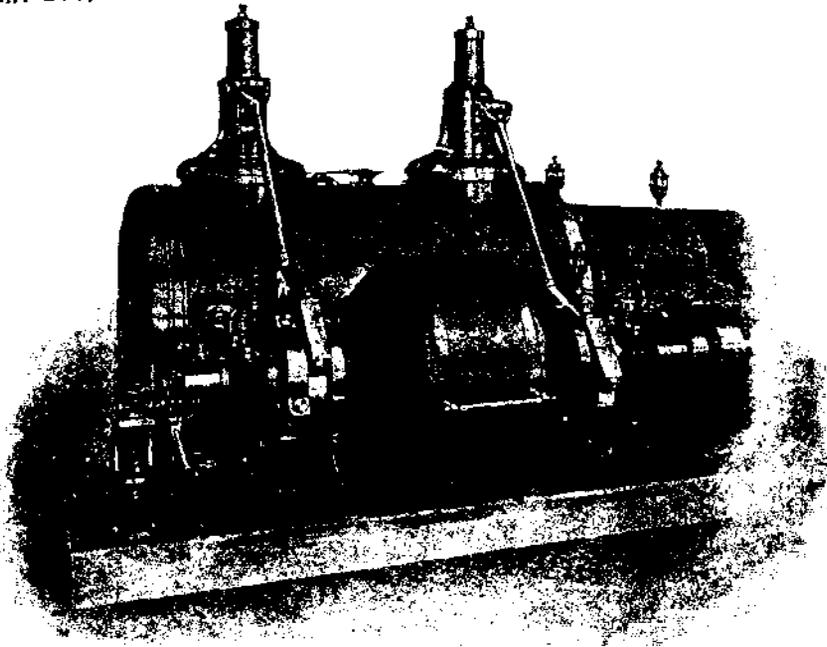


Фиг. 249.



Фиг. 250.

На фиг. 249 и 250 представлен регулятор сист. Прелля, общее расположение которого в машине с клапанным распределением показано на фиг. 251.



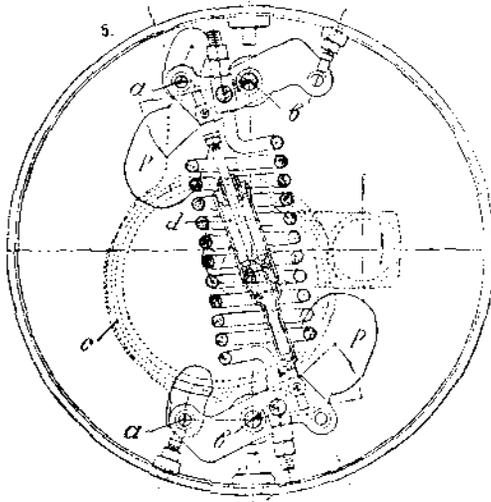
Фиг. 251.

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 пере-

катываются по наружной направляющей поверхности грузов. Пальцы *g* укреплены в угловых рычагах *adg*. Оси *d* этих рычагов цапфами *z* заложены в кожух *t* регулятора. Оси *d* удерживаются от вращения болтами *h*, вставляемыми в кожух *t*. Перестановкой болтов *h* можно рычаги *adg* 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. 251) передается впускным эксцентриком, состоящим из 2-х дисков: наружный диск при этом вращается по внутреннему (см. § 46 фиг. 108).

В других конструкциях регулятора Прелля изменение натяжения пружины может совершаться и на ходу машины. Перестанавливающий механизм помещается внутри вала, подобно ниже описываемому регулятору Лентца (фиг. 254).



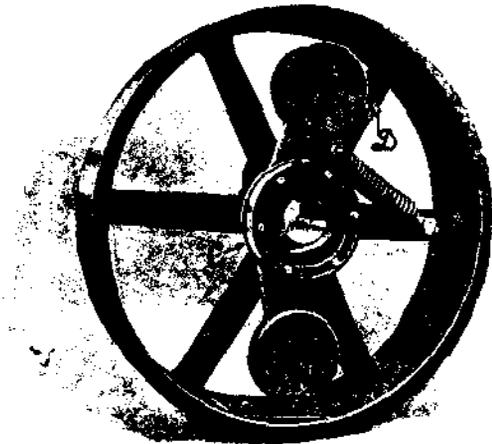
Фиг. 252.

На фиг. 252 изображен регулятор Зондермана с одной пружиной. К цапфам *a* грузов *p* подвешен эксцентрик *e*. 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 обими грузами.

§ 91. Инерционные регуляторы.

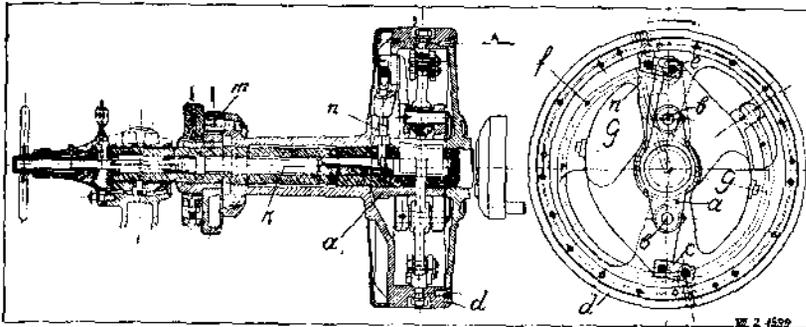
Принцип действия этих регуляторов уясняется из рассмотрения конструкции, представленной на фиг. 253 (регулятор Вестингауза).

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 впредь до понижения числа оборотов, заставляющего маятники приблизиться к упору *D*.



Фиг. 253.

Применение инерционных масс выгодно в том отношении, что они начинают действовать тотчас же после того, как машина получит ускорение, следовательно, раньше, чем скорость и центробежная сила обнаружат заметное изменение. Особенно пригодны такие регуляторы для машин, работающих с сильными и внезапными колебаниями нагрузки.



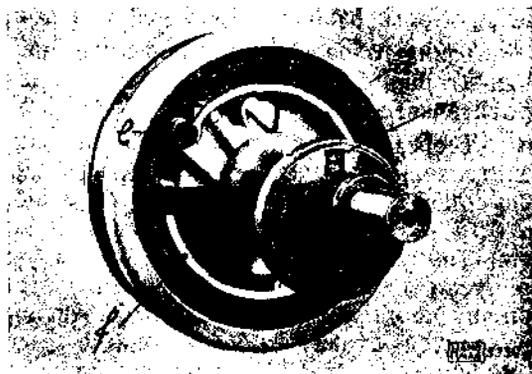
Фиг. 254.

На фиг. 254 изображен плоский регулятор с инерционным кольцом применяющийся в машинах с парораспределением Лентца.

На валу заклинена муфта *a*, к которой в точках *b* подвешены маятники *c*. Оба маятника при помощи серег *e* связаны с кожухом регулятора *d*, свободно сидящим на валу и играющим роль инерционной массы. К кожуху укреплен плоская изогнутая пружина *f*, другой конец которой охватывает цапфу *e* на выступающей части муфты *a*. Если число оборотов машины увеличивается, грузы *c* расходятся; этому способствует также их соединение с кожухом *d*, который, благодаря своей инерции, отстает от повысившего свою скорость вала машины. Таким образом, кожух регулятора поворачивается относительно вала, и камень *m* перемещает эксцентрик (см. § 60). Пружина *f* одновременно натягивается. При уменьшении числа оборотов, инерция кожуха заставляет его опередить вал; этому повороту кожуха относительно вала помогает сила пружины, преодолевающая уменьшившуюся центробежную силу маятников.

Для возможности изменения числа оборотов машины, вал делают полым и сквозь него пропускают шпindel; последний, при вращении его маховичком на свободном конце вала, перемещается вдоль вала и своей наклонной плоскостью перемещает в радиальном направлении штифт *n*. При выдвигании последнего, пружина натягивается, и число оборотов машины может изменяться в пределах $\pm 10\%$.

На фиг. 255 представлена фотография регулятора Лентца с теми же обозначениями, что и на фиг. 254.



Фиг. 255.

ЧАСТЬ V.

КОНДЕНСАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН.

§ 92. 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, попадающего в конденсатор.

Теоретические выгоды конденсации пара уясняются из индикаторной диаграммы машины.

На фиг. 256 сплошными линиями начерчена диаграмма машины, работающей на атмосферу, пунктиром — при работе на конденсацию.

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_{ik} .

В большинстве случаев можно положить:

$$p_{ik} = p_{ia} \cdot \frac{1}{p_0}$$

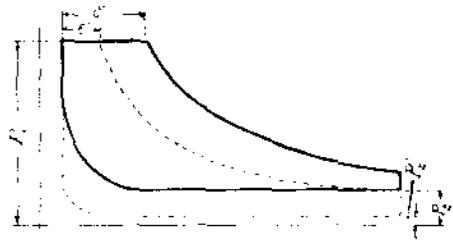
где p_0 — есть разность давлений при выпуске в обоих случаях.

Таким образом, при переходе на работу с конденсацией среднее индикаторное давление повышается настолько, насколько уменьшается противодавление.

Теоретически наивыгоднейшим вакуумом является абсолютный. В действительности же, для поршневых машин ограничиваются сравнительно невысокой степенью разрежения. Обычно, давление p_2 при выпуске берут от 0,15 : 0,2 атм. абс. Объясняется это тем, что с уменьшением давления выпуска увеличиваются потери на начальную конденсацию и на пропуски 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 коэффициент полезного действия и повышающие стоимость устройства.

В машине Штумпфа принимают давление выпуска до 0,05 атм. абс., 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



Фиг. 256.

выгодными низкие давления выпуска. Иногда же экономически наимыгоднейшим является давление

$$p_2 = 0,3 : 0,4 \text{ атм. абс.}$$

Конденсация пара происходит таким образом: пар из машины отводится в сосуд, именуемый конденсатором, 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 заполнено, 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 приходится относить устройство для искусственного охлаждения воды. В состав установки можно включить также маслоотделители, которые, во всяком случае, должны иметься при конденсации поверхностной; 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.

§ 93. 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:

$$\frac{\pi d^2}{4} w = \frac{G v}{60}$$

где d — диаметр паровыпускной трубы в мт.
 w — скорость пара в трубе в мт/сек.
 G — расход пара машиной в кг/мин.
 v — удельный объем пара в куб. мт./кг.

Из уравнения следует:

$$d^2 = \frac{4 G \cdot v}{60 \cdot \pi \cdot w}$$

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:

$$d^2 = \frac{4 \cdot G \cdot v}{60 \cdot \pi \cdot 143 \sqrt{d}}$$

или

$$\frac{d^5}{d^2} = \frac{G \cdot v}{6735}$$

Если вместо v подставить $\frac{1}{\gamma}$, где γ — удельный вес пара, и положить

$$\gamma = 0,13 \text{ (при } p_2 = 0,2 \text{ атм. абс.)},$$

то

$$d^5 = \frac{G}{875}$$

откуда:

$$d = \frac{G^{0,1}}{15} \dots \dots \dots (48)$$

Расход пара G выбирается по максимальной нагрузке машины.

Формула (48) пригодна для конденсаторов, находящихся в непосредственной близости от машины. Если же паровыпускная труба имеет значительную длину, то диаметр ее d_1 определяют по формуле:

$$d_1 = \left(1 + \frac{l}{600} \right) d,$$

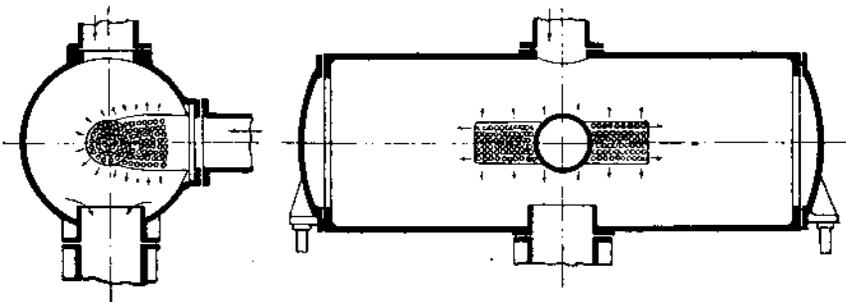
где d — диаметр паропровода, вычисленный по предыдущей формуле, l — длина паропровода в метрах.

§ 94. Классификация конденсаторов. Конденсаторы смешения.

Конденсаторы делятся на две основные группы:

1. Конденсаторы смешения или впрыскивающие и
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 сме-



Фиг. 257.

шения 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. 257.

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.

Положим, что пар, выходящий из машины, обладает теплосодержанием λ , вода, впускаемая в конденсатор, имеет при входе температуру t_e , а при выходе t_a ; эту же температуру принимает и сконденсировавшийся пар.

Один килограмм пара, прошедший через конденсатор, отдает воде количество тепла

$$\lambda - t_a$$

полагая теплоту жидкости $q_a = t_a$.

Теплота эта передается холодной воде, которая нагревается от t_e° до t_a° . Каждый килограмм воды получает $t_a - t_e$ единиц теплоты. Если для конденсации 1 кг. пара требуется m кг. воды, то должно иметь место соотношение:

$$\lambda - t_a = m (t_a - t_e).$$

Отсюда определяется количество кгр. воды для конденсации 1 кгр. пара

$$m = \frac{\lambda - t_a}{t_a - t_e} \dots \dots \dots (49)$$

Для часто встречающихся числовых данных:

$$\lambda = 600 \text{ кал.}; t_a = 35^\circ; t_e = 15^\circ;$$

$$m = \frac{600 - 35}{35 - 15} \cong 28 \text{ кг.}$$

В зависимости от колебаний температуры воды, можно считать для конденсаторов такого типа

$$m = 20 \text{ --- } 35 \text{ кг.}$$

Чем холоднее вода, тем меньше пойдет ее на конденсацию 1 кг. пара. Давление в конденсаторе p_k складывается из парциальных давлений пара p_a и воздуха p_1 .

По закону Дальтона

$$p_k = p_a + p_1$$

Зная температуру пара в конденсаторе t_a , можно по таблицам найти давление p_a , соответствующее этой температуре.

Если, напр., $t_a \cong t_a = 35^\circ$,

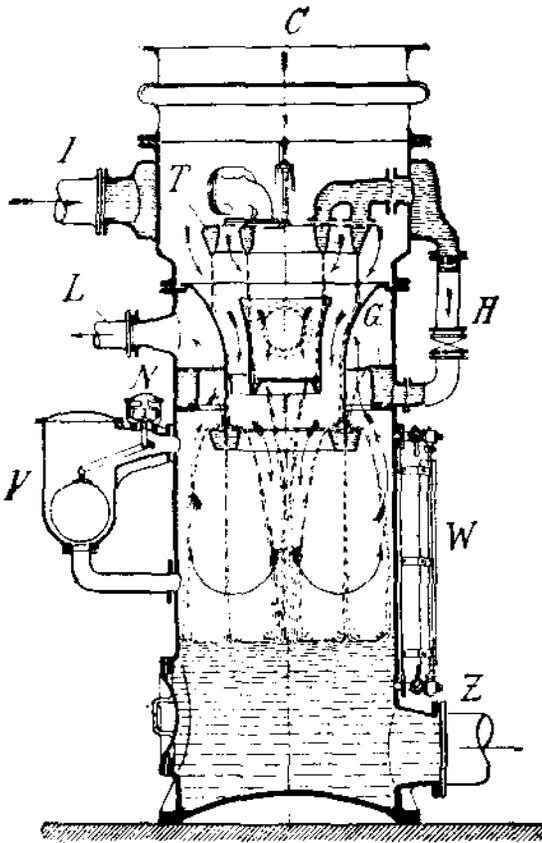
то парциальное давление пара составляет:

$$p_a = 0,05 \text{ атм. абс.}$$

Так как давление в конденсаторе p_k известно, то давление воздуха

$$p_1 = p_k - p_a$$

Если, например, давление в конденсаторе $p_k = 0,1$ атм. абс., то
 $p_1 = 0,05$ атм. абс.



Фиг. 258.

установке с машиной Штумпфа.

Для более тесного смешения пара с водой фирма *М. А. Н.*¹⁾ применяет конденсатор, изображенный на фиг. 258.

Пар поступает в конденсатор, расположенный вертикально, сверху. Холодная вода по трубе *I* и кольцевому пространству вокруг конденсатора проходит в две концентрических трубы *T*, 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 концентрических струй, сквозь которые проходит пар, полностью конденсируясь. Продукты конденсации удаляются насосом по трубе *Z*.

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 поплавков которого подни-

Определение давления воздуха p_1 необходимо в том случае, когда воздух откачивается отдельно специальным воздушным насосом. Для расчета последнего необходимо знать количество и давление отсасываемого воздуха.

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 мокро-воздушным насосом, который отсасывает не только смесь воды и конденсата, но и воздух.

Конструкция конденсатора смешения, подобная представленной на фиг. 257, изображена на фиг. 179 в

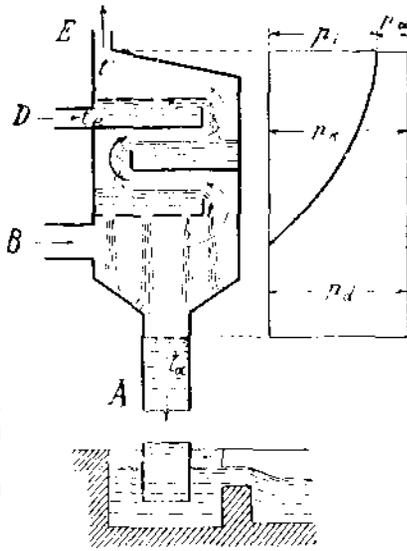
¹⁾ Maschinenfabrik Augsburg—Nürnberg

мается, 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*.

Конденсаторы со встречным течением воды и пара.

К такому типу относится конденсатор Вейсса, изображенный на фиг. 259. Вода подается в верхнюю часть конденсатора по трубе *D* при температуре t_e . Переливаясь сплошной струей через несколько корыт, вода стекает через трубу высотой более 10 метров, 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. Здесь (т. е. внизу), поэтому,



Фиг. 259.

$$p_k = p_d,$$

и температура вытекающей воды может быть равна температуре пара при давлении p_k (в конденсаторах с параллельным течением температура отработанной воды ниже температуры пара при давлении p_k , так как $t_a \cong t_d$, а $p_d = p_k - p_1$).

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. 259 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_a при выходе из этого конденсатора приблизительно на 10^0 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,

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 15} \cong 18 \text{ кг.}$$

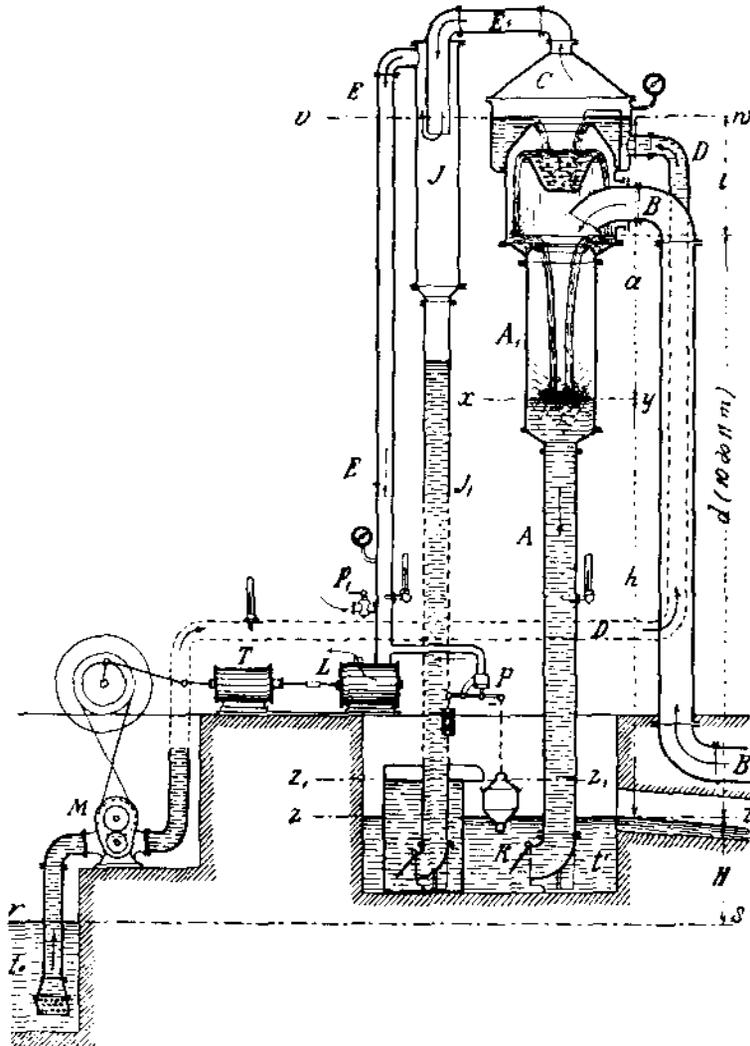
Вообще, в конденсаторах Вейсса m колеблется в пределах от 15 — 25 кг.

Схема общей установки конденсатора Вейсса показана на фиг. 260.

Отработавший пар из машины поступает по трубе *B* в конденсатор, расположенный на высоком помосте (размер $d = 10 - 11$ мт.). Холодная вода подается центробежным насосом *M* по трубе *D*. Продукты конденсации удаляются самотеком по барометрической трубе *A*, воздух же откачивается особым сухим воздушным насосом *L* по трубе *E* через водоотделитель *J*.

При колебаниях уровня воды в конденсаторе клапан *K* препятствует засасыванию воды из сточного бассейна в машину. Такой же клапан имеется на сливной трубе *J₁* 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 *E₁*. Вода эта будет стекать по трубе *J₁* в особый бак, а отсюда через водослив z_1, z_2 в



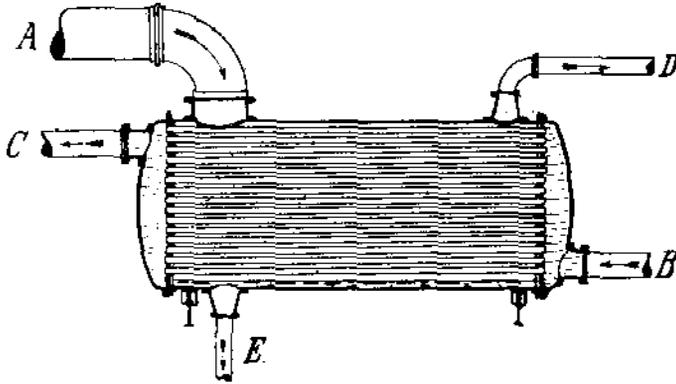
Фиг. 260.

сосуд, подвешенный к клапану *P*. Под действием веса воды клапан *P* откроется и впустит воздух в конденсатор. Вытекание воды по трубе *J₁*

прекратится, сосуд опорожнится через свое нижнее отверстие, и клапан *I'* под действием противовеса закроется. Воздух может быть впущен в конденсатор (при чрезмерном понижении давления) также и через клапан *P*₁, открываемый вручную.

§ 95. Поверхностные конденсаторы.¹⁾

Поверхностный конденсатор представляет собою цилиндрический сосуд, с двух сторон имеющий плоские днища, в которых развальцованы латунные трубки (фиг. 261).



Фиг. 261.

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.

Если обозначить температуру воды при входе t_a , а при выходе t_b , то количество кг. воды, потребное для конденсации 1 кг. пара, будет равно:

$$m = \frac{\lambda - t_k}{t_a - t_b},$$

где t_k — температура конденсата.

В поверхностных конденсаторах t_b , т. е. температура воды при выходе обычно бывает меньше на 5—10° средней температуры в конденсаторе. Так как передача тепла не происходит непосредственно, вода вытекает из конденсатора еще недостаточно нагретой. В связи с этим, количество воды, необходимой для конденсации 1 кг. пара, здесь должно быть больше, чем в конденсаторах впрыскивающих. Обычно

$$m = 35 - 45 \text{ кг.}$$

При проектировании конденсатора, необходимо определить его поверхность охлаждения, зная которую, находится число и длина трубок, если выбран диаметр последних.

¹⁾ Подробнее см. Г. С. Жирицкий: Паровые турбины §§ 82 и 83.

Обозначим: поверхность охлаждения F_k мт.², среднюю разность температур воды и пара t_m , температуру пара в конденсаторе (почти равную температуре конденсата) — t_k .

Тогда $\frac{t_a + t_b}{2}$ есть средняя температура воды

и средняя разность температур воды и пара:

$$t_m = t_k - \frac{t_a + t_b}{2}$$

Буквой k обозначим коэффициент теплопередачи, т. е. количество тепла, которое передается одним квадратным метром поверхности охлаждения в 1 час. при разности температур в 1°. В таком случае, через F_k мт.² поверхности охлаждения и при разности температур t_m пройдет в 1 час. количество тепла, равное $F_k t_m k$.

Если при этом будет сконденсировано G кг. пара, при чем каждым килограммом пара будет отдано количество тепла $\lambda - t_k$, то

$$G (\lambda - t_k) = F_k t_m k (50)$$

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 коэффициент теплопередачи от пара к стенкам трубок, через β — коэффициент теплопроводности самих стенок и через α_2 — коэффициент теплопередачи от стенок к воде.

Тогда для трубки с толщиной стенки δ :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\beta} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Опыты над определением коэффициентов α_1 , α_2 и β дали следующие результаты:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 12000 - 14000 \text{ кал./кв. мт. ч. } ^\circ\text{C}, \\ \alpha_2 &= 4500 \sqrt{w}, \text{ где } w - \text{ скорость воды в трубке,} \\ \beta &= 90 \text{ кал./кв. мт. ч. } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Общий коэффициент теплопередачи по Гефферу может быть представлен формулой

$$k = 800 + 1950 w^{0,8},$$

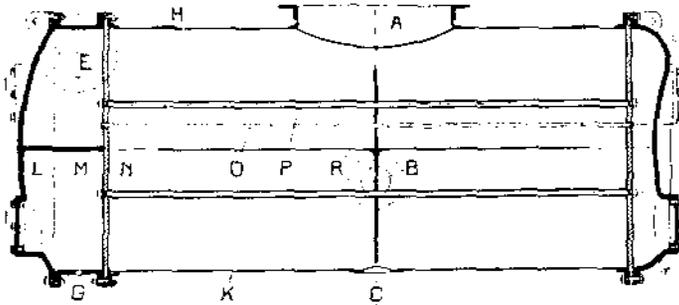
но для практических расчетов выбирается обычно в пределах от 1600 до 3000 кал./кв. мт. ч. °C.

Для конденсаторов паровых машин, учитывая загрязняемость трубок маслом, подходящим значением для k следует считать около 1500 кал.

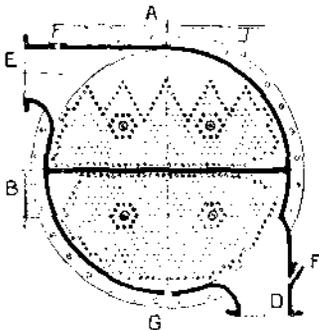
Если это значение для k подставим в формулу (50), то

$$\frac{F}{G} = \frac{\text{поверхность охлаждения в м}^2}{\text{колич. пара, проход. через конденс. в 1 час.}} \cong 0,02 \text{ --- } 0,03$$

(при этом $\lambda - t_k$ принято = 570 кал., а $t_m = 15^\circ$).



Фиг. 262.



Примеры конструктивного выполнения поверхностных конденсаторов даны на фиг. 262 и 264.

В первом конденсаторе (постройки завода Лавалля) вода подается через патрубок L 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 D , падает на железный лист R , заставляющий пар пройти по краям конденсатора. J — люки для чистки, G — отверстие для спуска воды, P — анкерные трубы.

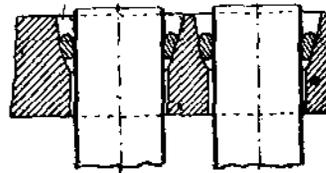
Латунные трубки иногда развальцовываются в одной из трубных досок, способ же укрепления их в другой доске должен допускать возможность их удлинения при нагреве. Обычно применяемый способ изображен на фиг. 264 слева внизу: в трубную доску завинчивается гайка, сквозь которую проходит трубка и уплотняется асбестовой набивкой, прижимаемой гайкой.

На фиг. 263 показан другой способ уплотнения трубок. Отверстия в трубной доске рассверлены на конус, и вокруг трубок 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.

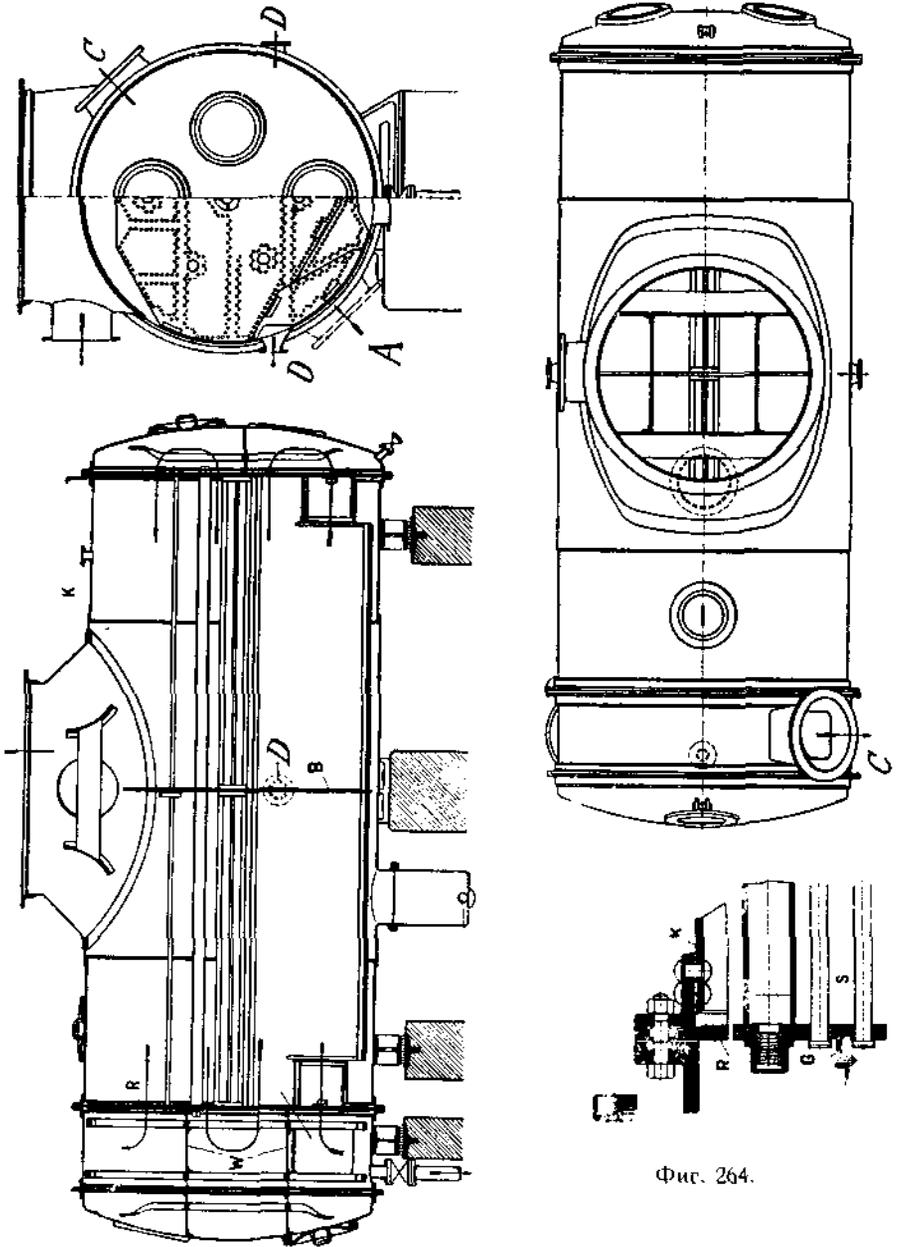
Расстояние между центрами трубок берется на 10—15 мм. больше их диаметра. Скорость воды в трубках 1,8—2,5 м/сек. При длине трубок свыше 3500 мм. в конденсаторе ста-

Первоначальное положение резинового кольца обозначено пунктиром



Фиг. 263.

вится железная поперечная стенка для поддержки трубок (см. фиг. 262 и 264). Для укрепления плоских трубных досок последние стягиваются анкерными болтами или трубами (см. фиг. 264, слева внизу).



Фиг. 264.

В конденсаторе, изображенном на фиг. 264¹⁾, вода входит через патрубок А 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 С. Конденсат, как обычно,

¹⁾ Конструкция завода М. А. Н.

удаляется из самого низкого места конденсатора, воздух — через патрубки D (чаще ограничиваются одним патрубком в наиболее холодном месте конденсатора). В верхней части конденсатора между трубками оставляют проходы, для того, чтобы все трубки равномерно омывались паром. Чтобы избежать застаивания пара в углах конденсатора, их оставляют свободными от трубок (см. фиг. 262). Свободным оставляют также пространство возле воздушного патрубка, способствуя скоплению воздуха в этом месте.

§ 96. Струйные конденсаторы.

Работа струйных конденсаторов походит на следующих основаниях:

- 1) Поступление воды и пара 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. 265 изображен универсальный конденсатор Кертинга.

Сверху через патрубок *W E* подается холодная вода, которая, пройдя через сопло, получает необходимую скорость.

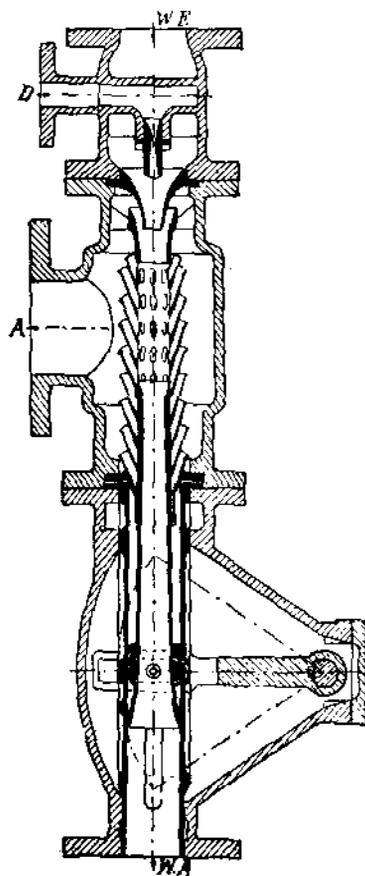
Сбоку (*A*) в конденсатор входит отработанный пар, который протекает через ряд соплообразных отверстий по окружности центральной трубы. После конденсации пара, вода и воздух попадают в расширяющуюся трубу — диффузор. В последнем скорость смеси падает за счет повышения давления, которое при выходе составляет несколько больше атмосферного. 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. 265 универсальный конденсатор может засасывать холодную воду с глубины не выше 3 метров. 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 мт. Скорость смеси обуславливается в нем главным образом скоростью воды, в то время, как во всасывающем конденсаторе скорость в центральной трубе зависит от количества пара и разности давлений по обе стороны сопел.

Напорный конденсатор может достичь более высоких степеней разрежения, чем всасывающий (первый до 95%, второй до 85%).



Фиг. 265.

Расход воды в конденсаторах Кертинга составляет нормально 25—35 кг. на 1 кг. пара, но при неправильной установке или ненормальном режиме работы конденсатора может дойти до 60—70 кг.

§ 97. Основы расчета насосов, обслуживающих конденсаторы.

Расчет поршневых насосов сводится 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.,

$$L = \frac{1}{1000} (\lambda W + \mu G) \text{ км.мт.} \dots \dots \dots (51)$$

где W — количество воды, подаваемой в конденсатор, в кг./сек.

G — 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 (напр., на электрических станциях);

$\mu = 1,8 + 0,01 l$ то же для более грубых устройств.

l — длина паровыпускной трубы в метрах.

Для расчета насоса объем воздуха нужно привести к давлению воздуха в конденсаторе.

Так как по закону Мариотта

$$L_0 p_0 = L_1 p_1,$$

то объем воздуха при давлении p_1 :

$$L_1 = \frac{L_0 p_0}{p_1}$$

причем

$$p_1 = p_k - p_d$$

Размеры цилиндра сухого воздушного насоса могут быть определены по формуле:

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} \cdot c = \frac{L_1}{p_1} \dots \dots \dots (52),$$

где $\frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня воздушного насоса в кв. метр.,

η — объемный коэффициент полезного действия насоса (может быть принят 0,90—0,96),

c — средняя скорость поршня в мт/сек. ($c = \frac{H n}{30}$).

Для сухих воздушных насосов обычно

$$c = 1 : 2,2 \text{ мт/сек.}$$

По заданному c определяется ход поршня насоса H (в метрах).

Мощность, затрачиваемая на привод сухого воздушного насоса, исходя из определения работы изотермического сжатия воздуха, может быть определена по формуле ¹⁾

$$N = \frac{1,2}{\eta_{\text{м}}} \cdot 10000 \cdot I_{\text{в}} \cdot \frac{p_k}{75} \cdot \log_{\eta} \frac{1}{p_k} \text{ лош. сил.}$$

$\eta_{\text{м}}$ —здесь обозначает механический коэффициент полезного действия насоса, который может быть принят 0,65—0,80.

2. Мокровоздушный насос. Расчет этого насоса производится по формуле:

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{L}{p_1} + \frac{W}{1000} + \frac{G}{1000} \dots \dots \dots (53),$$

где L — количество воздуха в куб.мт./сек., W — количество охлаждающей воды в кг/сек., G — расход пара машиной в кг/сек.

В этом случае

$$\eta = 0,7 : 0,8; \quad c = 0,5 : 1,5 \text{ мт./сек.}$$

Размеры мокровоздушных насосов рассчитываются обычно с 1-х кратным запасом.

Мощность, затрачиваемая на привод мокровоздушного насоса приблизительно определяется по формуле ²⁾

$$N = \frac{1,4}{\eta_{\text{м}}} \left[10000 L \log_{\eta} \frac{1-p_k}{p_1} + (W + G) h \right] \text{ лош. сил.}$$

Механический к.п.д. насоса может быть принят: $\eta_{\text{м}} = 0,65 — 0,80$.

Высота нагнетания (если вода вытекает из насоса на уровне нагнетательного патрубка):

$$h = 10 (1 - p_k) \text{ мт.}$$

3. Водяной насос.

Для этого насоса (поршневого) основные размеры определяются по формуле

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{W}{1000} \dots \dots \dots (54)$$

$$\eta = 0,9 : 0,95; \quad c = 1 : 2 \text{ мт./сек.}$$

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

$$N = \frac{W h}{75 \eta_{\text{м}}} \text{ лош. сил.}$$

¹⁾ См. Шмидт. Конденсация паровых машин и паровых турбин, стр. 73, формулы 46 и 47.

²⁾ Шмидт, стр. 143, формула 77.

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 :— 2⁰/₁₀ мощности паровой машины.

Трубопроводы к конденсатору рассчитываются по формуле

$$\frac{\pi d^2}{4} w = A \dots \dots \dots (55)$$

где d — диаметр трубопровода в мт.

w — скорость при протекании через трубопровод в мт./сек.

A — объем в кб. мт., проходящей через трубопровод в 1 сек.

Для воздухопровода:

$$A = L_0 = \frac{L}{p_1} \text{ кб. мт.}$$

$$w = 10 \text{ :— } 15 \text{ мт./сек.}$$

Для конденсата (в поверхностных конденсаторах)

$$A = \frac{G}{1000} \text{ кб. мт.}$$

$$w = 0,75 \text{ :— } 1,2 \text{ мт./сек.}$$

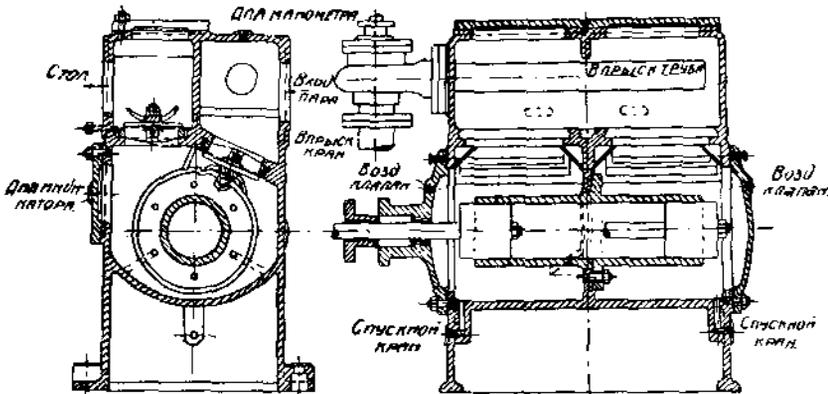
Для охлаждающей воды:

$$A = \frac{W}{1000} \text{ кб. мт.}$$

$$w = 1 \text{ :— } 2 \text{ мт./сек.}$$

§ 98. Конструкции мокровоздушных насосов.

В качестве чисто-водяных насосов, служащих для подачи охлаждающей воды, чаще всего применяются центробежные насосы. Для откачива-

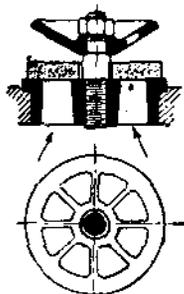


Фиг. 266.

ния продуктов конденсации вместе с воздухом ставят обычно насосы поршневые.

Пример конструкции горизонтального мокровоздушного насоса дан на фиг. 266.

Насос двойного действия служит одновременно и конденсатором, так как холодная вода подается во всасывающую камеру насоса и здесь происходит смешение с паром.



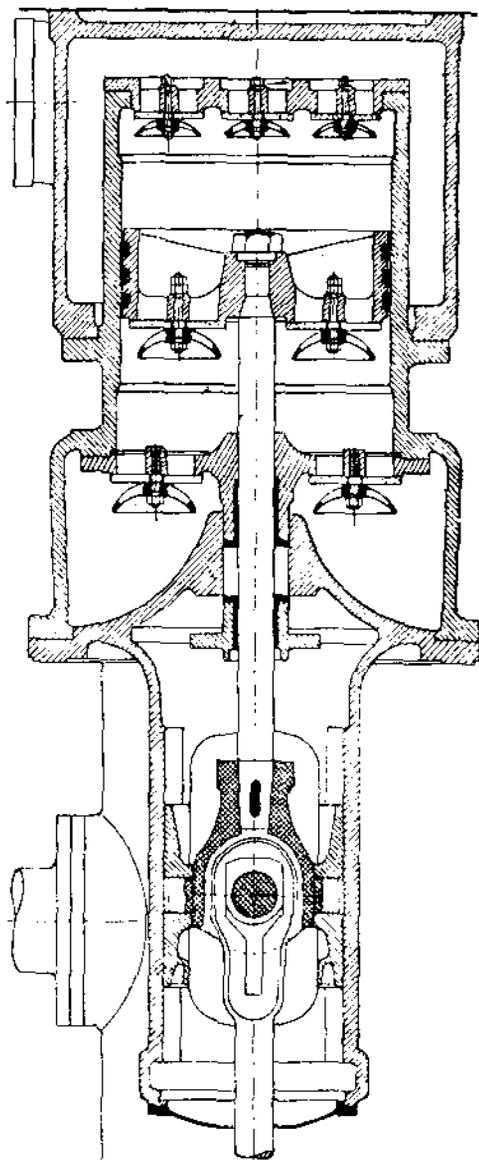
Фиг. 267.

В каждой из полостей цилиндра поставлены всасывающие и нагнетательные клапана (на поперечном разрезе последние находятся справа). Клапана резиновые, причем всасывающие открываются вниз, что значительно уменьшает сопротивление клапана. Воздух сжимается насосом до давления несколько выше атмосферного. Обычная конструкция клапана представлена на фиг. 267. 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.

Вертикальная конструкция насоса несколько проще. Понятие о ней дает фиг. 268.

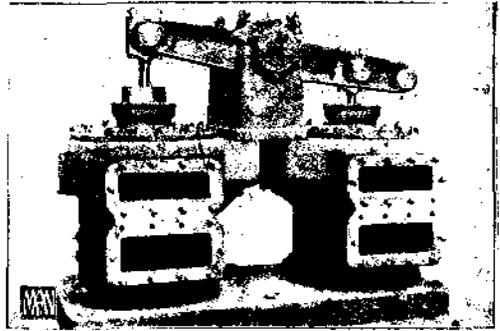
Всасывающие клапана помещаются снизу цилиндра, нагнетательные — сверху. В теле поршня также поставлены клапана, через которые вода переходит из нижней полости в верхнюю при ходе поршня вниз. Во время всасывающего хода (вверх) клапана в поршне закрыты, а из верхней полости вода и воздух выталкиваются наружу.

Часто вертикальные насосы ставятся в виде сдвоенных и работают, как один насос двойного действия.



Фиг. 268.

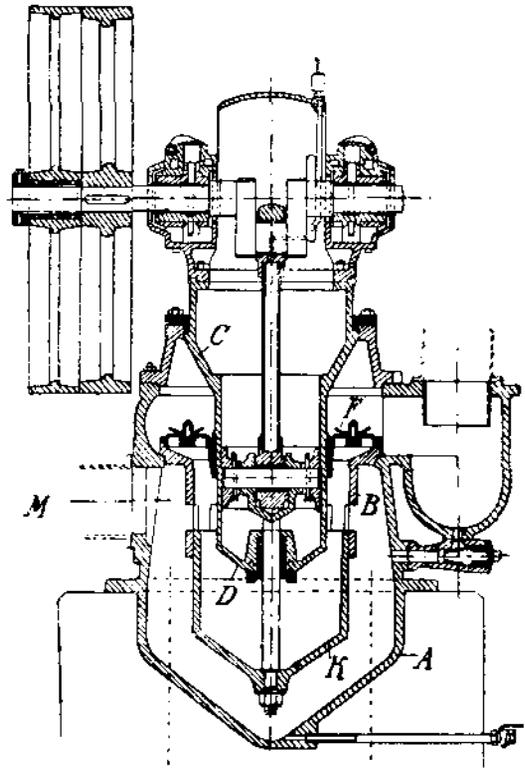
Фотография такого насоса (системы Лентца), каждый из цилиндров которого по конструкции в общем соответствует фиг. 268, представлена на фиг. 269. Установка этого насоса в применении к прямоточной машине фирмы М. А. Н. описана в части VIII.



Фиг. 269.

Значительное распространение имеют мокровоздушные насосы со всасывающими щелями вместо клапанов. Конструкция этого насоса представлена на фиг. 270 (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.



Фиг. 270.

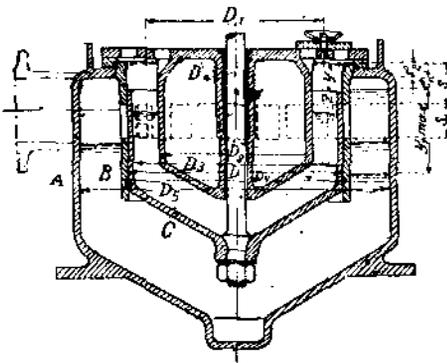
Вода входит в насос по трубе *M* и заполняет пространство между корпусом насоса и поршнем. Когда последний движется вниз, он вытесняет воду, уровень которой поднимается и достигает окон; вода начинает переливаться внутрь поршня. При ходе поршня вверх, вытеснитель *D* заставляет подниматься уровень воды внутри поршня и, после закрытия окон, вода выталкивается через нагнетательные клапана. Одновременно (при ходе поршня вверх) происходит заполнение цилиндра водой из конденсатора.

Преимущества насосов со всасывающими щелями заключаются в простоте конструкции и возможности получить хороший вакуум.

§ 99. Расчет насосов со всасывающими щелями.

Расчет насосов со всасывающими щелями отличается значительными особенностями, и, ввиду распространенности этого типа насосов, мы приведем его здесь полностью.

Для определения размеров насоса необходимо исследовать связь между положением верхней кромки поршня и уровнями воды в цилиндре и внутри поршня (фиг. 271).



Фиг. 271.

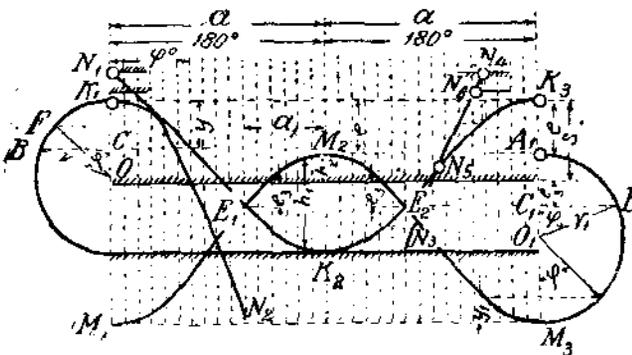
$$y = K_1 C_1 - K_1 O - CO = r(1 - \cos \varphi).$$

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 .



Фиг. 272.

Уровень воды в кольцевом пространстве цилиндра поднимется на величину y_1 , определяемую из уравнения

$$F y = (F_3 - F_4) y_1,$$

$$y_1 = \frac{F}{F_3 - F_4} y \dots \dots \dots (56)$$

где F_3 и F_4 — площади, соответствующие диаметрам D_3 и D_4 (фиг. 271).
Для низшего положения поршня ($y_{\max} = 2r$).

$$y_{1\max} = \frac{F}{F_3 - F_4} 2r.$$

Высший уровень в кольцевом пространстве должен отстоять на некоторую величину e_1 от крышки (фиг. 271). 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. 271). Поэтому, точки M_1 и M_3 на фиг. 272, соответствующие низшему уровню в кольцевом пространстве цилиндра, должны лежать ниже точек K_1 и K_3 на величину

$$e_1 + e_2 + y_{1\max} = e + y_{1\max}$$

(e — конструктивно выбираемый размер, равный $e_1 + e_2$).

Вся диаграмма перемещения уровня воды в цилиндре $M_1 M_2 M_3$ может быть вычерчена или по точкам, вычислением ординат y_1 по уравнению (56), или графическим путем. В последнем случае из точки O_1 (фиг. 272) описывается полуокружность, проходящая через точку M_3 , радиусом

$$r = \frac{F}{F_3 - F_4} \quad (57)$$

и для различных углов поворота ω ¹⁾ фиктивного кривошипа r , определяются ординаты y_1 кривой $M_1 M_2 M_3$.

Кривые $K_1 K_2 K_3$ и $M_1 M_2 M_3$ пересекаются в точках E_1 и E_2 . В этих точках уровень воды в цилиндре и верхняя кромка поршня совпадают. В точке E_1 начинается вливание воды в поршень, в точке E_2 оно прекращается. Ординаты между кривыми $E_1 M_2 E_2$ и $E_1 K_2 E_2$ показывают высоту напора воды при переливании, длина $E_1 E_2$ — 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. 271, равен:

$$Fy = F + (F - F_2)y + (F_3 - F_2)z \dots \dots \dots (58)$$

$$z = \frac{F_2 y - F}{F_3 - F_2} \dots \dots \dots (59)$$

F_2, F_3 — площади, соответствующие диаметрам D_2, D_3 .

F — объем воздуха в насосе при наивысшем положении поршня наполненного до краев водою:

$$F = F_1 + F_2,$$

где F_1 — объем воздуха в клапанном гнезде,

F_2 — объем воздуха в кольцевом пространстве между краем поршня и крышкой цилиндра.

По формуле (59) строится кривая $N_1 N_2$ (фиг. 272) изменения уровня воды в поршне, откладывая отрезки z от кривой $K_1 K_2$. Кривая $N_1 N_2$ 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.

¹⁾ На фиг. 272 $\angle C_1 O_1 B = \varphi$ ошибочно обозначен φ .

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 меньше на величину Q_1 , чем при тех же положениях поршня в период его опускания.

Формулы (58) и (59) для восходящего движения поршня примут вид

$$Fy - Q_1 = V + (F' - F_2)y + (F_3 - F_2)z$$

$$z = \frac{F_2y - V - Q_1}{F_3 - F_2} \dots \dots \dots (60)$$

По этой формуле строится кривая N_3N_4 . В точке $N_3z = 0$, т. е. уровень воды совпадает с верхней кромкой поршня. При этом, согласно формулы (60),

$$F_2y - V - Q_1 = 0$$

$$y = \frac{V + Q_1}{F_2} \dots \dots \dots (61)$$

Когда вода дойдет до нижней части клапанного гнезда (точка N_5), то объем воздуха делается равным V_1 ; соответствующее положение поршня определится из уравнения:

$$Fy - V_1 - Q_1 = 0$$

$$y = \frac{V_1 + Q_1}{F} \dots \dots \dots (62)$$

Наконец, когда вода достигнет клапана (точка N_4), и объем воздуха делается равным нулю (начнется вытекание воды), то

$$Fy - Q_1 = 0$$

$$y = \frac{Q_1}{F} \dots \dots \dots (63)$$

Положение кривошипа OF , соответствующее точке N_4 , образует приблизительно угол 45° с мертвым положением OK_1 . Таким образом, протекание объема воды Q_1 через клапана 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 $W + G$ кб. мт. смеси охлаждающей воды и конденсата и L кб. мт. воздуха (см. § 96). При числе оборотов n кривошипа насоса, откачивается за один оборот

$$Q_1 = \frac{60 \cdot (W + G)}{n} \text{ кб. мт. воды}$$

и

$$Q_2 = \frac{60 L}{n} \text{ кб. мт. воздуха.}$$

Обозначим:

- i — число нагнетательных клапанов;
- f' — свободную площадь прохода клапана в кв. мт.;
- w — скорость воды при проходе через клапан в мт/сек.;
- T — время одного оборота в секундах ($T = \frac{60}{n}$)

Принимая во внимание, что весь объем воды Q_1 проходит через клапана за время $\frac{T}{8}$ оборота, найдем:

$$i f w \frac{T}{8} = Q_1$$

откуда живое сечение клапана

$$f = \frac{8 Q_1}{i w T} \dots \dots \dots (64)$$

Скорость w можно принять 2—4 м/сек.

Обозначив коэффициент сужения полной площади клапана через α (обычно $\alpha = 0,60 \div 0,65$), найдем диаметр клапана

$$d = \sqrt{\frac{4 f}{\alpha \pi}}$$

При переходе к конструктивному вычерчиванию насоса, определяется диаметр D_1 расположением i клапанов по окружности с необходимыми расстояниями между ними, и диаметр поршня D (см. фиг. 271).

Расстояние s от верхнего края окон до кромки поршня в его высшем положении определяется по уравнению

$$F s = Q_1 + Q_2$$

$$s = \frac{Q_1 + Q_2}{F} \dots \dots \dots (65)$$

Диаметр вытеснителя D_2 определяется из условия, чтобы при ходе поршня вверх вода не выливалась из поршня обратно в кожух, т. е., чтобы при закрытии окон, уровень воды в поршне был бы ниже края поршня на некоторую величину z .

При $y = s$, из уравнения (60) имеем:

$$z = \frac{F_2 s - V - Q_1}{F_3 - F_2}$$

откуда

$$F_2 = \frac{F_3 z + V + Q_1}{s + z} \dots \dots \dots (66)$$

Объем V вычисляется по чертежу, диаметр D_3 выбирается из конструктивных соображений, z принимается около 20 мм.

Задавись высотой окон s_1 , определяем радиус кривошипа r из уравнения

$$2r = s + s_1$$

$$r = \frac{s + s_1}{2} \dots \dots \dots (67)$$

По определении этих величин, можно вычертить диаграмму, представленную на фиг. 272. 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_2 кривой $M_1 M_2 M_3$ на расстоянии e (см. стран. 290) ниже горизонтали $K_1 K_3$.

Проводятся горизонтальные линии, ограничивающие высоту окон (на фиг. 272 эти линии заштрихованы по всей длине диаграммы): нижняя линия проходит через точку K_2 , верхняя — на расстоянии s_1 от нее.¹⁾

Точки E_1 и E_2 должны лежать ниже верхнего края окон на некоторую величину c_3 , которая выбирается так, чтобы до начала вливания и после конца его воздух из кожуха мог свободно проходить в насос (часто $c_3 \cong 25$ мм). Выбрав величину c_3 , 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. 272 следует

$$O_1 C_1 = O_1 A_1 = C_1 A_1$$

или

$$r_1 \cos \psi = r_1 - (c_3 + s - c)$$

$$r_1 = \frac{c_3 + s - c}{1 - \cos \psi} \dots \dots \dots (68)$$

Угол ψ соответствует части кривой $E_1 M_2$ и на фиг. 272 измеряется отрезком a_1 . При этом

$$\frac{\psi}{180^\circ} = \frac{a_1}{a}$$

$$\psi = \frac{a_1}{a} 180^\circ$$

Диаметр кожуха D_3 определяется из уравнения (57):

$$F_5 = F \frac{r}{r_1} = E_4 \dots \dots \dots (69)$$

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. ($t = \frac{60}{n \cdot x}$ где x — число делений), средние высоты напоров на протяжении каждого промежутка между точками E_1 и E_2 — h_1 и h_2 мт. В таком случае по известной формуле гидравлики, количество воды, притекающее за промежуток времени t ,

$$q = \frac{2}{3} \mu \sqrt{2g \left(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}} \right) b t} \dots \dots \dots (70)$$

где μ — коэффициент расхода, который можно принять 0,6,
 b — ширина всех окон в мт.

Определив количества воды q для всех промежутков времени вливания между точками E_1 и E_2 , найдем полное количество воды, принятой насосом

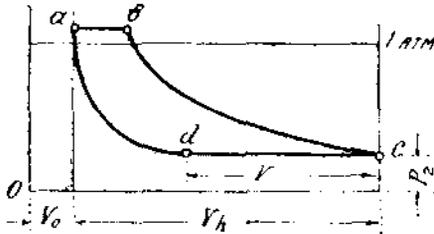
$$Q_1 = \sum q.$$

¹⁾ На фиг. 272 размер s_1 не проставлен.

Величина эта, конечно, должна быть не менее заданной. В противном случае приходится изменить высоту окон, что связано с переделкой расчета.

§ 100. Поршневые воздушные насосы.

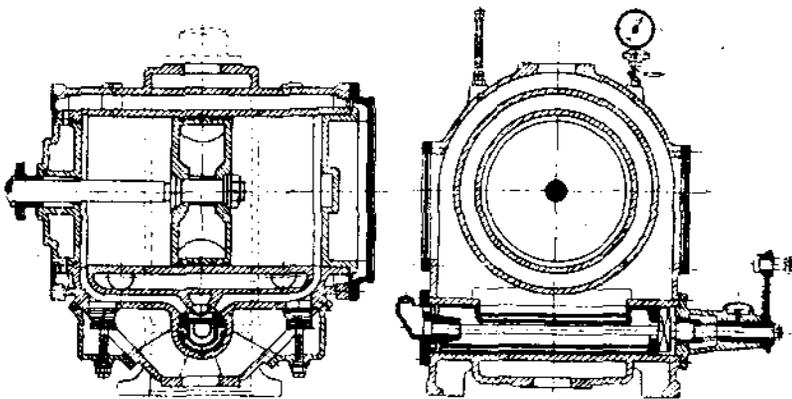
Эти насосы применялись до последнего времени при конденсаторах смешения с противотоком и при поверхностных конденсаторах.



Фиг. 273.

(фиг. 273) линия *cb* представляет сжатие засосанного воздуха, *bc* — выталкивание, *cd* — расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве, *da* — всасывание.

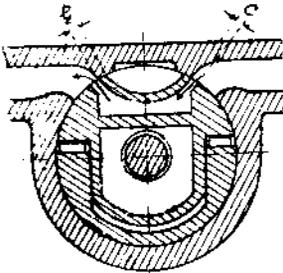
На коэффициент полезного действия насоса оказывает большое влияние объем вредного пространства: всасывание может начаться лишь тогда, когда воздух в цилиндре, расширяющийся по кривой *ad*, достигнет давления, несколько ниже конденсаторного. При рабочем объеме цилиндра V_h может быть засосан лишь объем, измеряемый отрезком Γ , который тем меньше, чем больше вредное пространство. При давлении в конденсаторе $p_2 = 0,1$ атм. абс. и величине вредного пространства 5% , объем Γ составляет всего лишь половину V_h . Отношение $\frac{\Gamma}{V_h}$ называется объемным коэффициентом полезного действия.



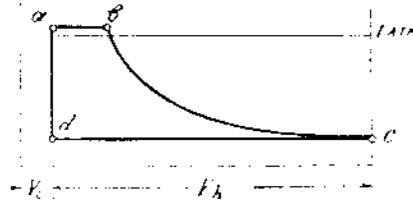
Фиг. 274.

Для повышения этого коэффициента управление впуском воздуха производят при помощи золотника с перепуском системы Вейсса.

На фиг. 274 изображен насос, снабженный золотником (краном) этой системы, а на фиг. 275 поперечное сечение золотника показано в большем масштабе.



Фиг. 275.



Фиг. 276.

Золотник помещен под цилиндром, посредине его, и управляет впуском воздуха в обе полости. Нагнетательные клапана расположены снизу, по одному на каждую полость. На фиг. 275 золотник изображен в среднем положении. Впуск воздуха в левую полость начнется при повороте золотника на величину внешней перекрыши c . В золотнике сделан канал, шириной a , 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 полость, где происходит всасывание. Давление в первой полости поэтому мгновенно падает и выравнивается с давлением всасывания. Индикаторная диаграмма принимает вид, показанный на фиг. 276, и объемный коэффициент полезного действия 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.

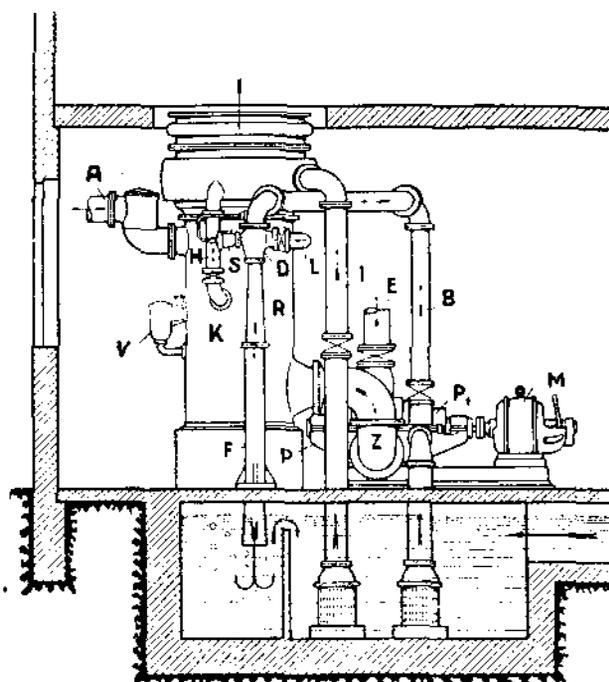
§ 101. Струйные воздушные насосы. ¹⁾

В последнее время широкое распространение получили струйные насосы для отсасывания воздуха, работающие водой или паром по принципу эжектора.

Конструкция такого водоструйного аппарата (фирмы *M. A. N.*) представлена на фиг. 277. 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 захлопывается 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.

¹⁾ Подробнее см. Г. С. Жирицкий. Паровые турбины §§ 80—88.

Г—прибор для автоматического впуска воздуха в конденсатор (см. фиг. 258).



Фиг. 278.

М—электромотор, приводящий водяные насосы.

В пароструйных аппаратах, работающих по тому же принципу, что и водоструйные, применяют весьма высокие скорости пара (800—1200 мт/сек., вместо 25—30 мт/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. 279.

Пар, поступающий через вентиль А, частично проходит по трубке Д к верхнему соплу и засасывает воздух через патрубок В. Давление в патрубке В обозначим p_2 . В первом диффузоре Е воздух сжимается до давления p_3 , большего, чем p_2 , но ниже атмосферного. Пар, выходящий из сопел F, увлекает воздух во второй диффузор С, при выходе из которого давление смеси несколько превышает атмосферное.

На фиг. 280 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 струйные насосы в установках, обслуживающих паровые турбины.

§ 102. 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 и в случаях, где не требуется совершенного охлаждения воды. Преимуществом является лишь то обстоятельство, что для охлаждения воды не требуется расхода энергии; вода поступает в бассейн самотеком.

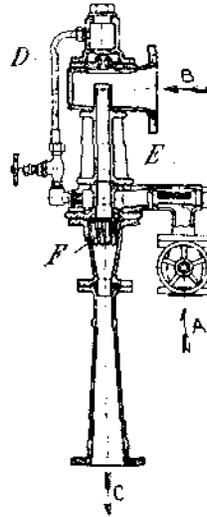
Основной недостаток тот, что поверхность охлаждения бассейна должна быть очень велика: на 1 л. ш. мощности машины требуется около 3 м² водяной поверхности. Бассейн должен быть бетонирован, стоимость его поэтому велика, в жаркую же погоду охлаждение воды незначительно.

Независимо от вышесказанного, бассейн может применяться поэтому лишь при конденсационных установках с невысоким вакуумом.

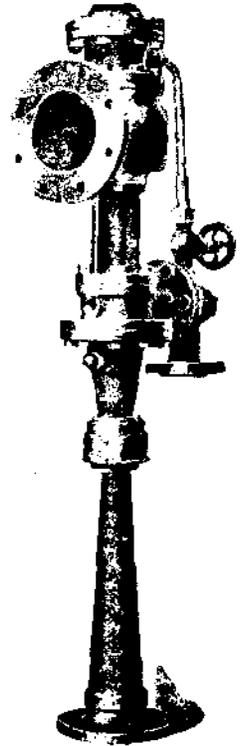
Более совершенное охлаждение дает бассейн с разбрызгивающим устройством, дающим над поверхностью бассейна ряд фонтанов. Особенно известны разбрызгиватели Кертинга, которые тонко распыляют поступающую из конденсатора воду. При этом происходит, в зависимости от температуры воздуха, более или менее интенсивное 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.



Фиг. 279.

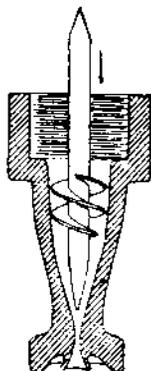


Фиг. 280.

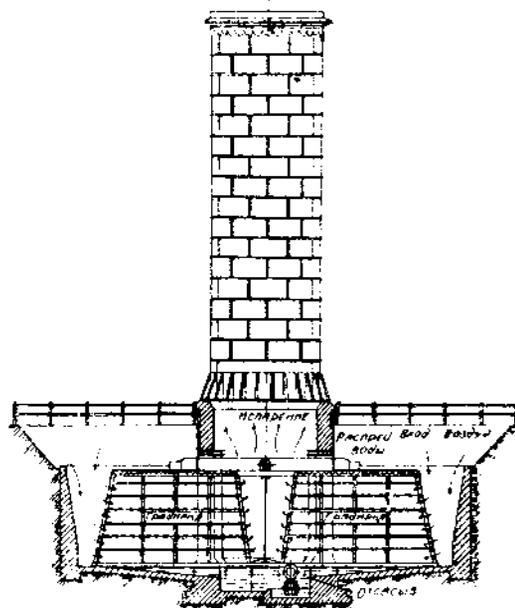
Конструкция распылителя Кертинга показана на фиг. 281. Вода подается к распылителю под давлением около 2 атм. абс.

Наиболее совершенным способом охлаждения воды является применение башенных охладителей с естественной или искусственной тягой воздуха.

Принцип действия башенного охладителя выясняется из фиг. 282. Над бетонированным



Фиг. 281.



Фиг. 282.

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 (такая 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_1) и водяных паров (p_a):

$$p_a = p_1 + p_a.$$

При этом 1 кг. чистого воздуха занимает объем

$$v = \frac{R_1 T}{10000 p_1} \text{ куб. мт.,}$$

где R_1 — газовая постоянная воздуха, равная 29,3; T — абсолютная температура воздуха ($T = 273 + t^\circ$).

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, соответствующая их парциальному давлению, максимально

может составлять i^0 . В этом случае в 1 куб. метр. воздуха может находиться γ кг. пара, где последняя величина находится по таблицам для пара, как удельный вес пара, температурой i^0 и соответствующим ей давлением $(p_d)_s$. Воздух при этом, как говорят, насыщен парами воды. Если в 1 куб. метр. воздуха заключается не γ , а γ' кг. пара, то величину γ называют абсолютной влажностью воздуха, а отношение

$$\varphi = \frac{\gamma'}{\gamma}$$

относительной влажностью воздуха.

Парциальное давление пара в этом последнем случае с достаточной степенью точности может быть принято

$$p_d = \varphi (p_d)_s$$

Атмосферный воздух, соприкасаясь с нагретой водой в градирне, насыщается парами воды, и, если влажность его составляла γ' кг/куб. метр., он может захватить с собою еще $\gamma - \gamma'$ кг/куб. метр. водяных паров. При испарении $\gamma - \gamma'$ кг. 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_d при относительной влажности φ . А именно, когда охлаждаемая вода достигнет температуры t_d , соответствующей этому давлению p_d , то дальнейшее охлаждение невозможно: воздух в слоях, соприкасающихся с водой, имеет ту же температуру t_d и, следовательно, насыщен парами воды, вследствие чего дальнейшее испарение воды прекращается. Температура t_d называется точкой росы, т. к. 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 воздуха (т. е. без водяных паров), то он отнимает от воды количество тепла

$$Q_1 = c_p L (t_a - t_c) \dots \dots \dots (71)$$

где теплоемкость воздуха $c_p = 0,24$ кал/кг.

t_a — температура воздуха по выходе из охладителя,

t_c — " " " при входе в него.

Обозначим далее:

v_c и v_a — удельные объемы чистого воздуха в куб. метр. кг. при входе и при выходе из охладителя;

γ_c и γ_a — удельные веса пара в кг/куб. метр. при температурах t_c и t_a ;

φ_c и φ_a — относительные влажности воздуха при входе и при выходе из охладителя.

При этих обозначениях содержание пара в 1 кг. чистого воздуха, согласно сказанного выше, будет составлять:

при входе в охладитель

$$d_c = \varphi_c \gamma_c v_c,$$

при выходе из него

$$d_a = \varphi_a \gamma_a v_a.$$

¹⁾ См. Hocfer. Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen. Berlin. 1925.

Таким образом, количество пара, захваченого L кг. воздуха, или, что то же самое, количество испаренной воды составляет

$$L (d_a - d_e) = L (\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_e \gamma_e v_e) = W_1 - W_2,$$

где W_1 — количество воды, поданной из конденсатора (в кг/час), W_2 — количество воды, отводимой из градирни.

$$W_2 = W_1 - L (\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_e \gamma_e v_e) \dots \dots \dots (72)$$

Обозначим теплосодержание сухого насыщенного пара: i_0 при температуре t_e , i_a — при температуре t_a (или при соответствующих парциальных давлениях p_{a0} и p_{a1}). Таким образом, с паром заключающимся в воздухе, в охладитель подводится $\varphi_e \gamma_e v_e i_0 L$ кал. тепла, а отводится $\varphi_a \gamma_a v_a i_a L$ калорий. Тепловой баланс охладителя выражается, поэтому, следующим уравнением:

$$W_1 t_1 + c_p t_1 L + \varphi_e \gamma_e v_e i_0 L = W_2 t_2 + c_p t_2 L + \varphi_a \gamma_a v_a i_a L \dots (73),$$

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 (73), для работающего охладителя W_1 , W_2 , t_1 , t_e , t_a , φ_e и φ_a могут быть непосредственно измерены, γ_e , γ_a , i_0 , i_a — взяты из таблиц для пара, $c_p = 0,24$ кал/кг. Удельные объемы v_e и v_a могут быть определены по формулам

$$v_e = \frac{R_1 T_e}{10000 p_e}; \quad v_a = \frac{R_1 T_a}{10000 p_a}$$

где:

$$T_e = 273 + t_e; \quad T_a = 273 + t_a$$

$$p_{e0} = p_a - p_{a0}; \quad p_{a1} = p_a - p_{a1}$$

Наконец,

$$p_{a0} = \varphi_e p_{se}; \quad p_{a1} = \varphi_a p_{sa},$$

где давления p_{se} и p_{sa} находятся по таблицам для пара по температурам t_e и t_a .

По Гаусбранду, относительная влажность φ воздуха в средних широтах на высоте 300 мт. над уровнем моря может быть принята в $\frac{0}{6}$:

| весною | летом | осенью | зимой | средняя годовая |
|--------|-------|--------|-------|-----------------|
| 75 | 67 | 77 | 83 | 75 |

Из уравнений (72) и (73) можно определить необходимое для охлаждения количество воздуха:

$$L = \frac{W_1 (t_1 - t_2)}{c_p (t_a - t_e) + \varphi_a \gamma_a v_a (i_a - i_0) + \varphi_e \gamma_e v_e (i_e - i_0)} \text{ кг/час} \dots (74)$$

Определение размеров охладителя чисто расчетным путем, не базируясь на опытных данных, — невозможно. Мы выведем, 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 окру-

жающей среде. Между силой тяги и количеством охлаждающего воздуха может быть установлена определенная зависимость.

В соответствии с фиг. 283, пусть обозначают:

H_R — высоту в мт., на протяжении которой струйки воды соприкасаются с воздухом,

H_k — высоту башни,

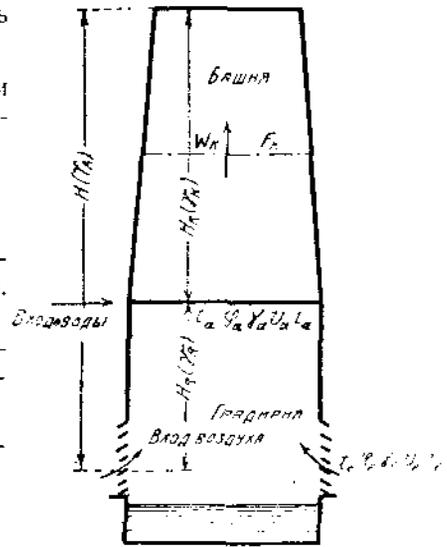
$H = H_k + H_R$,

γ_A — удельный вес наружного атмосферного воздуха в кг/кб. мт.,

γ_R — средний удельный вес воздуха в градирне (на протяжении высоты H_R),

γ_k — средний удельный вес воздуха в башне,

γ_w — удельный вес воды.



Фиг. 283.

Тогда сила тяги

$$Z = H \frac{\gamma_A}{\gamma_w} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_w} - H_k \frac{\gamma_k}{\gamma_w} = \frac{1}{\gamma_w} (H \gamma_A - H_R \gamma_R - H_k \gamma_k) \text{ мт. вод. столба.}$$

Из этой величины часть εZ расходуется на преодоление сопротивлений, так что для создания скорости воздуха используется тяга $(1 - \varepsilon) Z$ мт. вод. столба или $(1 - \varepsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_k}$ мт. столба смеси воды и водяного пара.

Скорость воздуха в башне

$$w_k = \sqrt{2g (1 - \varepsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_k}}$$

или

$$w_k = \sqrt{2g (1 - \varepsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \text{ мт./сек.}$$

При средней величине площади поперечного сечения башни F_k (в мт²) количество протекающего чистого воздуха

$$L = 3600 F_k w_k \gamma_L,$$

где

$$\gamma_L = \gamma_k - \varphi_a \gamma_a$$

(γ_a соответствует температуре t_a).

Представляя значение w_k , находим

$$L = 3600 (\gamma_k - \varphi_a \gamma_a) F_k \sqrt{2g (1 - \varepsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \text{ кг/час. (75)}$$

Пользуясь формулой (74), приходим, наконец, к уравнению:

$$\frac{W_1 (t_1 - t_2)}{c_p (t_a - t_e) + \varphi_a \gamma_a c_a (t_a - t_2) + \varphi_e \gamma_e c_e (t_e - t_2)} = 3600 (\gamma_k - \varphi_a \gamma_a) F_k \sqrt{2g (1 - \varepsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \dots (76)$$

Скорость воздуха w_k достигает обычно величины 1 мт.сек.

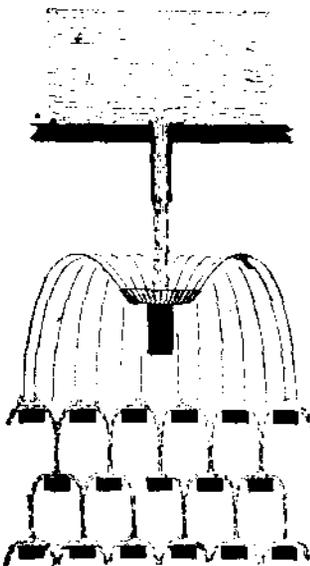
Удельный вес γ_k определяется для воздуха, насыщенного парами воды при температуре $\frac{1}{2}(t_c + t_a)^0$ и при давлении p_a .

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.

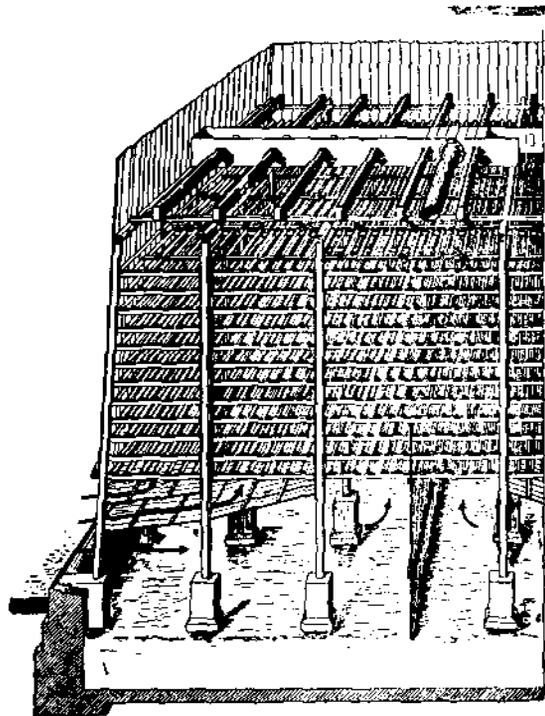
Коэффициент потери ε , по Геферу, можно принимать равным 0,95, т.-е. всего лишь 5%, т.е. тяги идет на создание скорости воздуха.

При проектировании охладителя величины W_1, t_1, t_2, p_a, t_c и φ_a являются заданными. Величинами F_k и H_k следует задаться. При этом предварительно определяют площадь поперечного сечения градирни F_k , принимаемую обычно

$$F_k = \frac{W_1}{3} \approx \frac{W_1}{4} \text{ кв. мт.}$$



Фиг. 284.



Фиг. 285.

F_k выбирается несколько меньше F_R .

H_k составляет обычно 4 : 8 мт.

Далее можно задаться температурой t_a , которая, по опытным данным, может быть принята

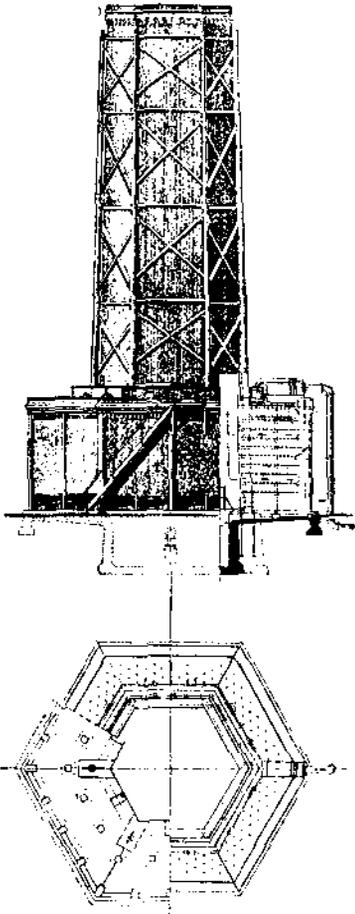
$$t_a = t_1 - (7 : 9^0).$$

По формуле (76) может быть определена высота H_k (а следовательно и H_R), которая обычно составляет 10 : 30 мт.

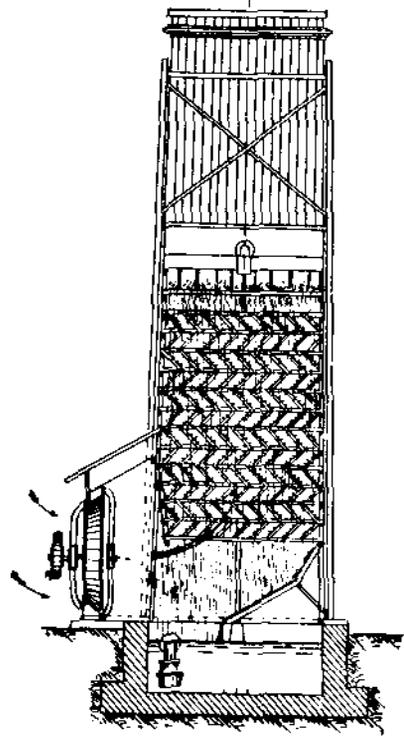
Так как коэффициент потери ε зависит от многих факторов, и незначительное изменение его существенно влияет на размеры охлади-

теля, - 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—1,5 кв. мт. на 100 кг. в час пара, расходуемого турбиной. При ограниченной площади, или в том случае, когда естественной тягой не достигается нужное охлаждение воды, можно применять искусственную тягу (вентилятором), при которой площадь, занимаемая охладителем, понижается до 0,3 : 0,7 кв. мт. на 100 кг/ч. пара. Однако, потребление энергии вентилятором настолько значительно, что искусственная тяга в большинстве случаев оказывается экономически невыгодной.



Фиг. 286



Фиг. 287.

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. Железные части также должны быть окрашены краской, препятствующей ржавлению. Железобетонные охладители значительно дороже деревянных, но первоначальные затраты окупаются иногда меньшими расходами на амортизацию и в особенности на ремонт.

Способы разбрызгивания воды применяются самые различные. Один из них изображен на фиг. 284. Вода из распределительного желоба

(желоба ставятся друг от друга на расстоянии 40 : 60 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. 285, где 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. 286). 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. 287, не требующей особых пояснений.

Так как часть воды в охладителе испаряется, в бассейн градирни должно подаваться определенное количество добавочной воды. Количество это $W_1 - W_2$ может быть найдено по формуле (72).

§ 103. 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 свободное сечение равнялось бы 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 делать большой площадь фильтра. Масло, осажденное в фильтре, использовано быть не может, что составляет недостаток 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. 288.

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. По выходе из центральной

¹⁾ Société de Condensation et d'Application Mécaniques. Paris.

²⁾ Масло вредно влияет на клапана насосов.

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

$$C_d = \frac{\gamma_d \omega^2}{g r}$$

а масляной воды

$$C_w = \frac{\gamma_w \omega^2}{g r}$$

откуда

$$C_w = C_d \frac{\gamma_w}{\gamma_d}$$

Подставив

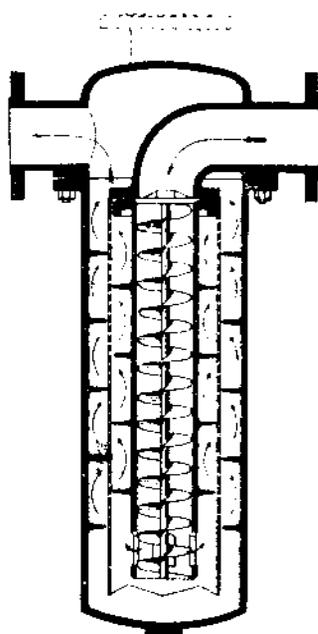
$$\gamma_w = 1000 \text{ кг. кб. мт.}$$

$$\gamma_d = 0,066 \text{ кг кб. мт. (для } p_d = 0,1 \text{ атм. абс.)},$$

найдем

$$C_w = 15000 C_d$$

т. е. стремление частицы масляной воды прилипнуть к стенке трубы в 15000 раз больше, чем частички пара.



Фиг. 288.

§ 104. Общее расположение конденсационного устройства.

Конденсационное устройство паровых машин помещается обычно в подвале, по возм. части непосредственно под машиной. В некоторых конструкциях вертикальных машин конденсатор устанавливается в машинном зале, при чем 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, напр., от крейцкопфа (часто в вертикальных машинах) или контрштока.

Центробежные насосы в большинстве случаев приводятся электромотором.

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 VIII.

ЧАСТЬ VI.

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ В УСТАНОВКАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТРАБОТАННОГО ПАРА.

§ 105. Использование тепла в паровых установках и меры к его повышению.

Некоторые данные о коэффициентах полезного действия паровых машин приводились в §§ 4 и 14.

В нижеследующей таблице приведены данные испытаний ряда лучших паровых машин, при различных давлениях и температурах пара.

Мерилом доброкачественности машины выбран относительный коэффициент полезного действия η_0 (см. № 14), величина которого определялась по формуле

$$\eta_0 = \frac{632}{D_1 (i_1 - i_2)}$$

(D_1 — расход пара на 1 индикаторную лощ. силу в час, i_1 и i_2 — тепло-содержания пара при впуске и при выпуске из машины в предположении полного адиабатического расширения пара).

Основываясь на цифрах этой таблицы, а также на данных других испытаний, можно прийти к заключению, что относительный коэффициент полезного действия 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 η_0 машин, работающих на конденсацию нужно считать 0,6—0,8, для 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 (~0,9) и к. п. д. парового котла η_k (~0,75), найдем, что в паровой установке используется всего лишь 10—20% теплоты топлива.

Легко видеть, что основной потерей в паровой установке является потеря тепла в отработанном паре. При самых высоких значениях отдельных коэффициентов полезного действия 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, 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.

| №№ по порядку | СИСТЕМА И ФИРМА МАШИНЫ | Источник, откуда заимствованы данные испытания | Мощность | | Механ. к. п. д. $\gamma_{ин}$ |
|---------------|---|---|---------------------------|----------------------------|-------------------------------------|
| | | | Эффект. N_0 л. с. | Индикат. N_1 л. с. | |
| 1 | Вертик. тройн. расшир. Société Alsacienne des constructions mécaniques, Belfort. | Быков. Парижская выставка 1900 г. | — | 900 | — |
| 2 | Одноцилиндр. Штумпфа Ames Iron Works. Oswega. | Stumpf. Die Gleichstromdampf- maschinen, III Aufl. стр. 173. | — | 174 | — |
| 3 | Одноцилиндр. Штумпфа Erste Brünnler Maschinen- fabrik — Gesellschaft. | Z. d. V. d. J. 1911 г., стр. 1028. | — | 187 | — |
| 4 | Одноцилиндр. Штумпфа Burmeister — Wain, Kopenhagen. | Stumpf, стр. 145. | 164 | 186 | 0,88 |
| 5 | Одноцилиндр. Штумпфа Ames Iron Works, Oswega. | Stumpf, стр. 173 | — | 178 | — |
| 6 | Вертик. тройн. расшир. A. Borsig. | Der Praktische Masch-Konstrukt. 1909 г., стр. 33. | — | 1595 | — |
| 7 | Одноцилиндр. Штумпфа Gebr. Sulzer. | Stumpf, стр. 168. | — | 1632 | — |
| 8 | Одноцилиндр. Штумпфа MAN. | Stumpf стр. 153. | — | 1109 | — |
| 9 | Вертик. тандэм W. Schmidt. | Z. d. V. d. J. 1903 г., стр. 1084. | 275 | 308 | 0,89 |
| 10 | Горизонт. компануд Van den Kerchove. | Mitteilungen über Forschungsarbeiten 1904 г. № 19. | 186,7 | 214,7 | 0,87 |
| 11 | Компануд. горизонт. J. E. Christoph. | Z. d. V. d. J. 1903 г., стр. 1387. | — | 240 | — |
| 12 | Одноцилиндр. Штумпфа Elsassisch. Maschinen- fabrik | Z. d. V. d. J. 1909 г., стр. 1560. | 500 (норм.) | — | — |

| Острый пар | | Давлен. пара при выпуске p_2 атм. абс. | Число оборотов n | Расход пара D кг/инд. л. с. в час | Распола- гаемое падение тепла $i_1 - i_2$ кал/кг. | Относит. к. п. д. η_0 | Примечание |
|-------------------------------|------------------------|--|--------------------------|--|--|----------------------------------|------------|
| Давлен. p_1 атм. абс. | Темпер. t_1 °C | | | | | | |
| 9 | нас. | 0,12 | 70 | 6,58 | 157 | 0,81 | |
| 11,3 | нас. | 1,05 | 254 | 9,53 | 97 | 0,69 | |
| 11,87 | 190° | 0,088 | 145 | 6,25 | 177 | 0,57 | |
| 10,75 | нас. | 0,07 | 178 | 6,20 | 178 | 0,57 | |
| 10,85 | 239 | 0,15 | — | 5,78 | 168 | 0,65 | |
| 13,16 | 289 | 0,14 | 79 | 4,24 | 186 | 0,80 | |
| 12,6 | 282 | 0,05 | — | 4,56 | 213 | 0,95 | |
| 12,4 | 310 | 0,10 | 126 | 4,71 | 200 | 0,67 | |
| 8,46 | 308 | 0,261 | 152 | 5,31 | 156 | 0,76 | |
| 10,28 | 352,8 | 0,07 | 126,9 | 4,03 | 213 | 0,734 | |
| 9,85 | 311 | 0,12 | 124 | 5,15 | 186 | 0,66 | |
| 12,9 | 305 | 0,145 | 121 | 4,6 | 189 | 0,73 | |

Предположим, что пар, выпускаемый из машины с теплосодержанием i_2 , направляется в нагревательные приборы, по выходе из которых пар обладает теплосодержанием i_3 . Полный коэффициент полезного действия всей установки (машины и нагревательных приборов) окажется равным

$$\eta_{\text{ит}} = \frac{632 + \eta_1 (i_2 - i_3) D_0}{C_0 H_0} \dots \dots \dots (77)$$

где: η_1 — коэффициент полезного действия нагревательных приборов,
 D_0 — расход пара машиной в кг. на эфф. силочас,
 C_0 — расход топлива в кг. на эфф. силочас,
 H_0 — полезная теплотворная способность топлива.

Инж. Л. Шнейдер¹⁾ указывает, что подведенные к паровой машине 100 калорий тепла распределяются приблизительно следующим образом:

| 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. машинно-нагревательной 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

$$\eta_{\text{ш}} = \frac{632 + \eta_1 (i_2 - i_3) D_0}{D_0 i_1} \dots \dots \dots (78)$$

В числителе формулы (78) 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 следующей таблице проведен ряд цифр, вычисленных на основании формулы (78) в предположении, что $\eta = 1$ и для случаев, когда $i_3 = 0$ ($\eta_{\text{ш}}$ в предпоследней графе) и $i_3 = 100$ кал/кг. ($\eta_{\text{ш}}$ в последней графе). В последнем случае предполагается, что из нагревательных приборов выпускается конденсат температурой 100° С.

¹⁾ L. Schneider. Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. IV. Aufl. Berlin, 1923 г. В настоящее время имеется русский перевод этой книги.

В первой графе таблицы дан полный расход тепла машиной в кал. на эфф. силочас.

Во второй графе указано количество тепла, которое в машине не используется для полезной работы (т. е. разность между полными и полезными 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 коэффициент полезного действия η_k теплосилового устройства 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.

| РОД МАШИНЫ | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> | <i>d</i> | <i>e</i> | <i>f</i> | <i>g</i> |
|--|-------------------------------------|---|--|----------------------|----------------------|-------------|--------------|
| | Полный расход тепла кал/л. С.-Ч. | Неиспольз. для механ. работы количество тепла кал/л. С.-Ч. | Полезн. тепло отработ. пара кал/л. С.-Ч. | $\frac{c}{b}$ в % | $\frac{c}{a}$ в % | $\eta_{w'}$ | $\eta_{w''}$ |
| Машина перегретого пара с конденсацией | 4230 | 3600 | 3430 | 96 | 81 | 96 | 93,5 |
| Машина насыщенного пара с конденсацией | 5280 | 4650 | 4000 | 86 | 76 | 88 | 86 |
| Машина перегретого пара с выпуск. в атмосфер. | 5530 | 4900 | 4780 | 97,5 | 86,5 | 98 | 96 |
| Машина насыщенного пара с выпуск. в атмосфер. | 7130 | 6500 | 5950 | 91,5 | 83,5 | 92,5 | 90,5 |
| Машина с давлением вы- пуска 2 атм. абс. | 7130 | 6500 | 6380 | 98 | 89,5 | 98 | 97 |
| Машина с давлением вы- пуска 5 атм. абс. | 9830 | 9200 | 9080 | 98,8 | 92 | 98,5 | 97,5 |

Указанные в последней графе таблицы цифры дают представление о том, как высок может быть коэффициент полезного действия паросилового устройства 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).

§ 106. Области применения теплоты отработанного пара.

Теплота отработанного пара может быть использована для самых разнообразных целей. Особенно широки области применения пара для нагревательных целей в химических производствах. Весьма удобным является использование отработанного пара в следующих случаях.

1. Для отопления зданий, парового и водяного. При паровом отоплении машина работает с высоким противодавлением (1,5—4 атм.) в зависимости от задания и от протяженности сети. При водяном отоплении возможно применение конденсации с низким вакуумом с таким расчетом, чтобы температура продуктов конденсации в большинстве случаев составляла 80—90° С.

Следует отметить, что пар давлением

| | | |
|---------------|-------------------|---------|
| 0,1 атм. абс. | имеет температуру | 45,6° С |
| 0,2 " " " | " | 59,8° С |
| 0,3 " " " | " | 68,7° С |
| 0,4 " " " | " | 75,5° С |
| 0,5 " " " | " | 80,9° С |
| 0,6 " " " | " | 85,5° С |
| 0,7 " " " | " | 89,5° С |

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°, в остальных 80—100°. 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 атм. абс.), и отработавший пар направляется в специальные приборы (змеевики, напр.), 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 атм.) К таким производствам относятся, напр., свеклосахарное, рафинадное, целлюлозное, писчебумажное. Пар или приходит в непосредственное соприкосновение с перерабатываемыми веществами, или проходит по трубкам, змеевикам и другим нагревательным приборам, произведя теплоотдачу через их стенки. Во всех этих случаях возможно применение машин с противодавлением или промежуточным (из ресивера машин двойного расширения) отбором пара.

4. Для нагрева воздуха, который в дальнейшем может служить для целей сушки или вентиляции. Сухой теплый воздух требуется, напр., 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. отработанного пара давлением 0,2 атм. абс. может нагреть 50 кг. воздуха температурой 10° С и влажностью 80% до температуры 50° С с одновременным понижением влажности до 11,4%. Фирма Балке (Бохум) указывает, что машина компаунд 200 л. с. при расходе пара 6 кг. на эфф. силочас может нагреть на 35° 40000—45000 куб. мт. воздуха в час. 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 отработанного 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 бы перегрет лишь на несколько градусов, учитывая потери в паропроводе до нагревательных приборов. В последнем пар должен поступить насыщенным для наиболее интенсивной передачи тепла обогреваемым предметам.

§ 107. Основные типы машин с использованием отработанного пара.

Как выяснено в предыдущем параграфе, в качестве машин с использованием отработанного 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 целесообразным направлять в нагревательные приборы не весь пар из машины, а только часть его, отбирая пар из ресивера машин 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, напр., в свеклосахарном производстве.

Если же для целей нагрева постоянно требуется количество пара, меньше 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 цилиндр низкого давления 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 также в громадном большинстве случаев экономически невыгодны установки, в которых механическая энергия производится двигателями внутреннего сгорания, а для нужд производства служат паровые котлы.

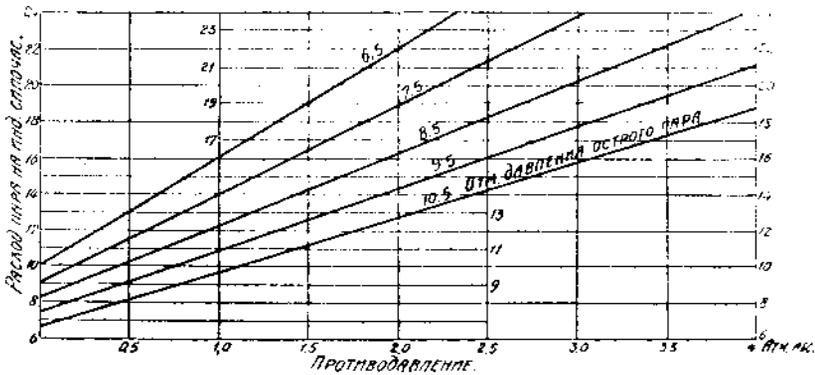
Раздельная силовая и паронагревательная установка целесообразна лишь в тех редких случаях, когда потребление тепловой энергии двигателями ни по количеству, ни по времени потребления совершенно не соответствует расходу тепла на производство.

§ 108. Машины с противодавлением.

Величина противодавления в машине выбирается в зависимости от требований производства, для которого используется отработанный пар. Чаще всего машины работают с противодавлением 1,5—3 атм. абс., встречаются, однако, установки, в которых отработанный пар имеет давление в 6—8 атм. абс. Конечно, с увеличением противодавления должно возрастать давление острого пара, но в связи с новейшими достижениями в области высоких давлений пара это не представляет каких-либо затруднений.

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 острого 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) предварение 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 (стр. 55).



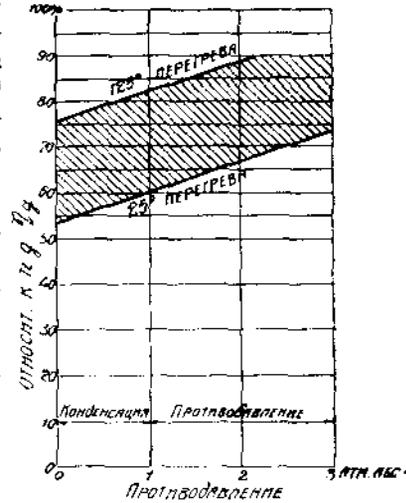
Фиг. 289.

Расход пара машиной, конечно, увеличивается с возрастанием противодавления. Однако, одновременное повышение давления острого пара может сохранить расход пара на одном уровне. На фиг. 289 представлены кривые изменения расхода пара в зависимости от давлений при впуске и при выпуске. Кривые вычерчены Шнейдером на основании ряда испытаний одноцилиндровых машин на протяжении 1907—1917 г.г.

По оси абсцисс отложены величины противодавлений от 0 до 4 атм. абс., по оси ординат — расход пара на индикаторный силочас. Пять кривых расхода пара относятся к различным давлениям острого пара от 6,5 до 10,5 атм. абс.

Из диаграммы следует, что с повышением противодействия расход пара возрастает примерно по закону прямой линии, при чем возрастанию противодействия на 0,5 атм. соответствует увеличение расхода пара на 1,5 кг/инд. л. с.-ч. (при $p_1 = 10,5$ атм. абс.). Можно отметить также, что машина, работающая с давлениями: $p_1 = 10,5$ атм. и $p_2 = 4$ атм. абс., расходует такое же количество пара, как и машина с $p_1 = 7,5$ атм. и $p_2 = 2$ атм. абс. 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 коэффициента полезного действия η_k от величины противодействия и степени перегрева острого пара представлена на фиг. 290 (по Шнейдеру). С повышением обеих величин коэффициент η_k , как указывалось и раньше, повышается. При перегреве пара на 125° и противодействии $p_2 = 2$ атм. абс. коэффициент η_k достигает 90%. Несмотря на выгодность высокого перегрева, особенно далеко с повышением температуры пара не идут, имея ввиду, что при выпуске из машины пар должен быть насыщенным. В машинах с противодействием, работающих перегретым паром, особое внимание надо обращать на смазку парового цилиндра, имея в виду постоянно высокую температуру стенок.



Фиг. 290.

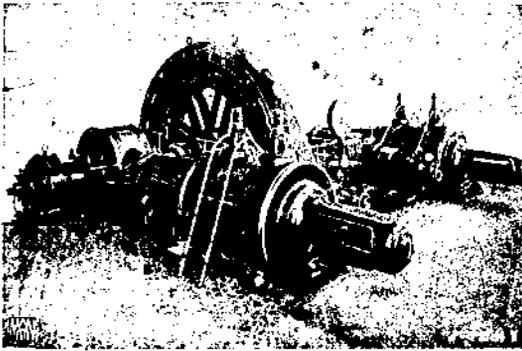
Как было указано в предыдущем параграфе, наиболее выгодным является применение машин с противодействием в тех случаях, когда весь пар из машины, независимо от ее нагрузки, может быть использован для промышленных целей. Во многих случаях уместным является применение паровых аккумуляторов, которые заряжаются 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 аккумулярована (электрическими аккумуляторами, напр., которые разряжаются при уменьшении расхода пара). Наиболее удобна в этом случае установка нескольких машин, одни из которых работают с конденсацией, другие — с противодействием. 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 коэффициент полезного действия машины и паронагревательной установки может достигать весьма высоких значений. Шнейдер приводит для машины с противодействием 5 атм. абс. следующие коэффициенты теплоиспользования:

- в машине 9 — $6\frac{1}{2}\%$
- в нагреват. приборах 77 — $79\frac{1}{2}\%$
- Всего . . . $86\frac{0}{10}\%$.

Конструктивное устройство машин с противодавлением не отличается от машин, работающих на атмосферу. Чаще всего их строят одноцилиндровыми или сдвоенными. Машина последнего типа с двумя одинаковыми цилиндрами, работающими на общий вал, показана на фиг. 291. (Машина фирмы М. А. Н. с парораспределением Лентца, 1900 лш. сил).

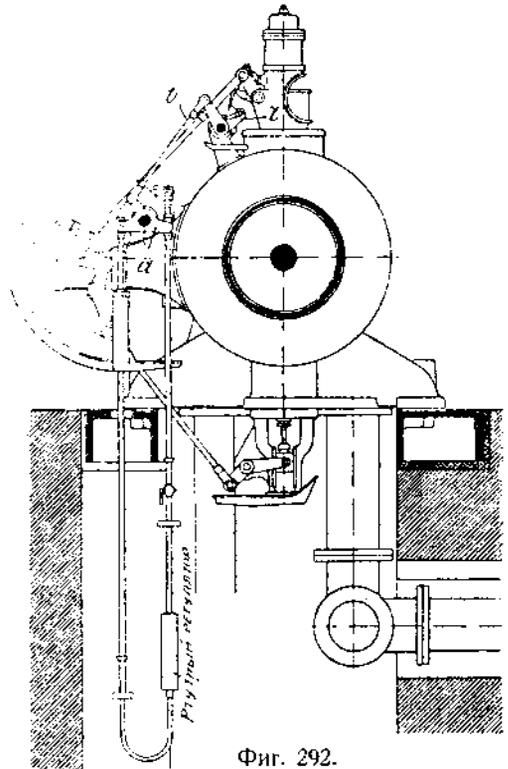


Фиг. 291.

Если потребление 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 *r* расцепного механизма Кольмана (см. § 62). Поворотом рычажка *r* увеличивается степень наполнения. При понижении расхода пара, уменьшается степень 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 придется 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 же мы рассмотрим одну из новейших систем регулирования машин с противодавлением системы Зульцера.¹⁾

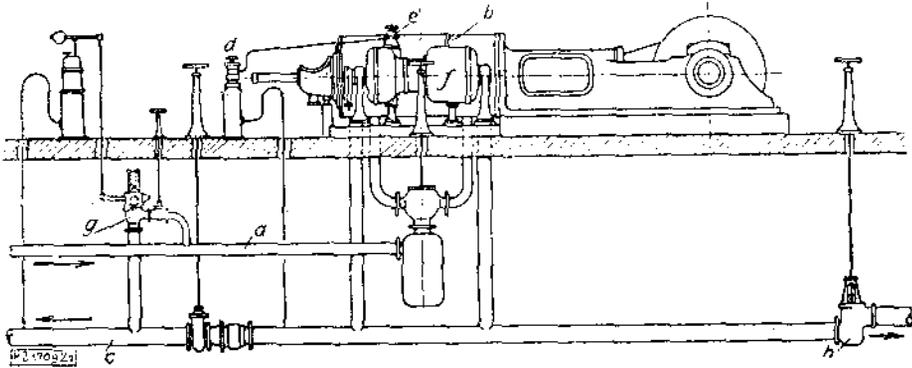
В тех случаях, когда нагрузка машины должна устанавливаться в зависимости от потребления пара в сети, применяется особый регулирующий механизм, пример конструкции которого изображен на фиг. 292 (Саксонского Машиностроительного завода Гартмана). На регулирующий валик надета траверса *a*, к концам которой подвешена и-образная трубка с ртутью. Правый конец трубки сообщается с паронагревательной сетью.



Фиг. 292.

¹⁾ См. Z. d. V. d. J. 1926 г. стр. 705.

Общий вид установки этой машины представлен на фиг. 293. Пар из котлов поступает в цилиндр *b* машины по трубе *a*. Отработанный 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 отработанного пара, переставляется приспособление *e* для изменения числа оборотов плоского регулятора *f*, что вызывает изменение степени наполнения. Приборы *d* и *e* могут быть разобращаемы и тогда машина управляется плоским регулятором в зависимости от нагрузки.



Фиг. 293.

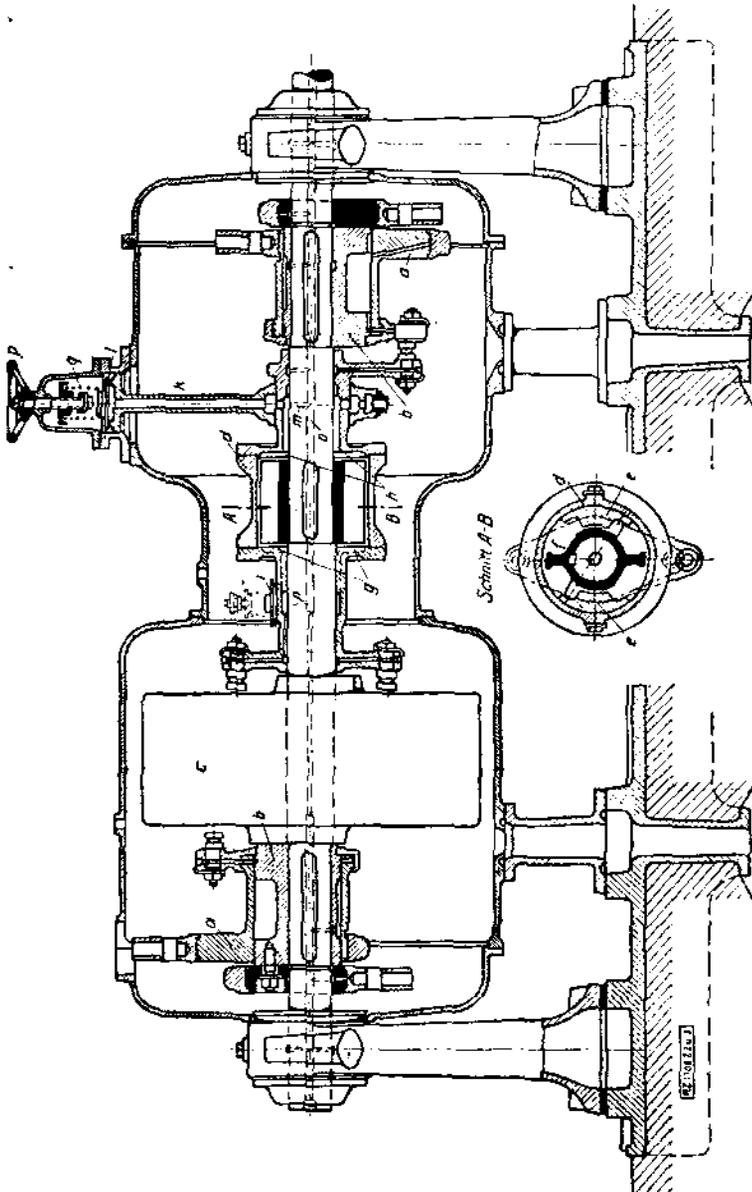
Если производство требует пара больше, чем может пропустить машина, открывается (автоматически и вручную) вентиль *g* и добавляет редуцированный острый пар в нагревательную сеть. В обратном случае открывается предохранительный клапан *h*, который может быть открываем и вручную при переходе на работу в атмосферу.

На фиг. 294 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 двумя перегородками *e* (см. фиг. 294 внизу) и крыльчатым поршнем *f*, заклиненным на распределительном валу, разделен на 4 части; каждая пара последних (противолежащих друг другу) соединены 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 *m* и *n*. Пружины клапанов *i* и *l* при установившемся режиме 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 обоих других полостях останется неизменным. Корпус цилиндра *d*, вследствие этого, повернется вокруг своей оси, повернет эксцентрика *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 отработанного пара, то давление масла под клапаном *l* устанавливается специальным прибором (*d* на фиг. 293),

изображенным отдельно на фиг. 295. Перелускной клапан / при этом имеет конструкцию, приведенную на фиг. 296. Трехходовой кран устанавливает регулирование машины или в зависимости от нагрузки ее (при начерченном положении крана), или в зависимости от давления отработанного пара (кран поворачивается на 90° в направлении против часовой стрелки).

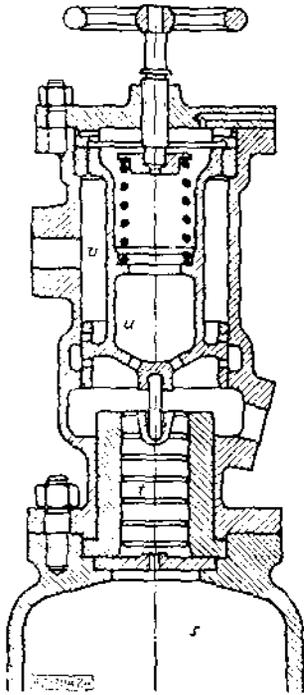


Фиг. 294.

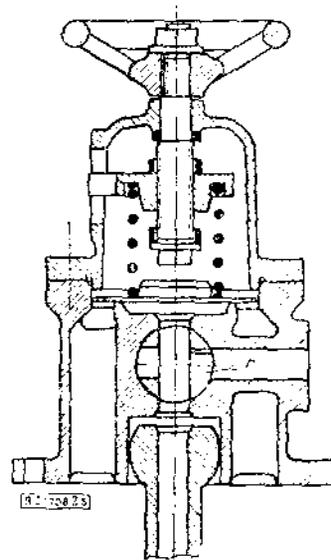
Прибор, изображенный на фиг. 295, работает следующим образом.

Давление отработанного пара передается в баллон *s*, внизу которого находится вода, вверху — масло. Последнее давит на поршень *l*, прижимая его к золотнику *и*, нагруженному регулирующейся пружинной.

пространство r соединяется трубкой с корпусом крана r (фиг. 296), а через него с цилиндром d на фиг. 294. Находящееся под давлением масло через отверстие m (фиг. 294) направляется в полость e (фиг. 295). Отсюда оно просачивается



Фиг. 295.



Фиг. 296.

между отверстиями в золотнике n и кромкой корпуса прибора и стекает наружу. Давление масла в полости r устанавливается всегда так, чтобы существовало равновесие приложенных к поршню l сил: снизу — давление пара, сверху — силы пружины и давление масла на кольцевую площадь золотника n . Если, напр., давление пара возрастает, то золотник n поднимается вверх, выход масла из полости r затрудняется, и давление масла возрастает. Вследствие этого поворачивается сервомотор d (фиг. 294) и уменьшает степень наполнения машины.

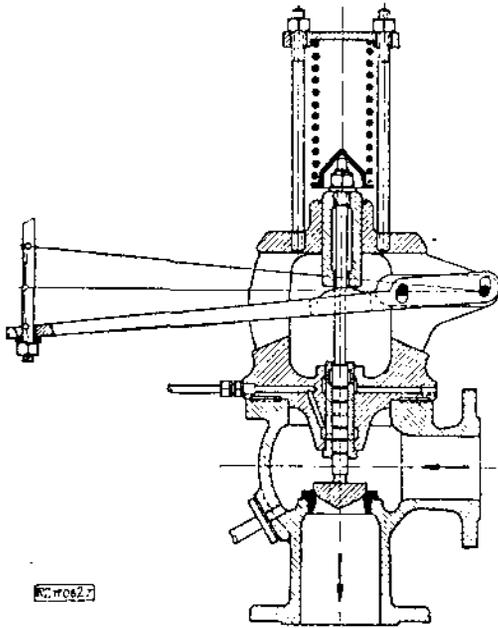
Чувствительность регулирования повышается тем обстоятельством, что давление масла непрерывно пульсирует под действием особого „толкателя“, включенного в трубопровод между краном r и полостью e .

Вентиль y (фиг. 293) для добавочного впуска пара изображен отдельно на фиг. 297. Он открывается при помощи сервомотора, изображенного на фиг. 298 (см. также фиг. 293). Отработанный пар подводимый трубкой u , через масло, находящееся в резервуаре, давит на поршень b ; последний упирается в золотник e , нагруженный пружиной. По трубке d и узкому отверстию в пробке e масляным насосом подается масло в верхнюю кольцевую полость f ; последняя широким каналом (на чертеже не показанным) соединяется с пространством под поршнем y сервомотора.

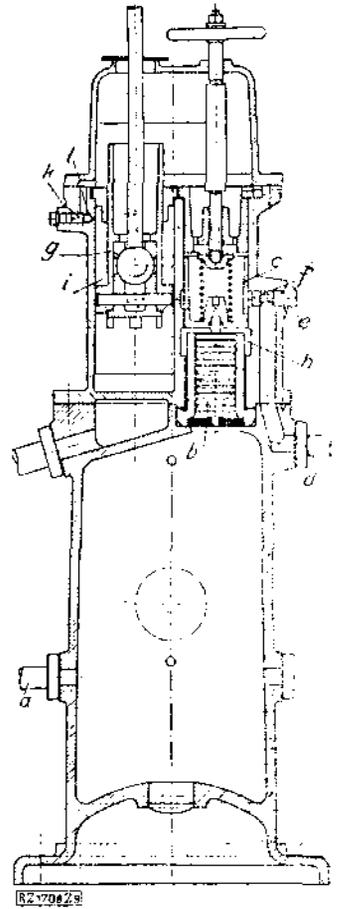
В зависимости от положения по высоте золотника e (устанавливаемого давлением отработанного пара), перекрывает нижняя кромка полости f в большей или меньшей степени отверстия в золотнике e , через которые масло может стекать внутрь золотника. В соответствии с этим поршень y поднимается (открывается клапан для добавочного впуска пара), когда золотник e находится в нижнем положении, что вызывается понижением давления отработанного пара. В обратном случае золотник e

поднимается, опускается поршень *g* и закрывает добавочный клапан. Натяжение пружины над золотником *c* может меняться вручную, устанавливая этим необходимое давление отработанного пара.

Пространство *h* под золотником сообщается с пространством *i* при помощи клапана, не показанного на чертеже. Из кольцевого пространства *i* масло стекает в полость под крышкой прибора через



Фиг. 297.



Фиг. 298.

узкое отверстие, регулируемое винтом *k*. Эти соединения являются „возвращающим“ приспособлением сервомотора, так как благодаря ним, при перемещении поршня *g*, золотник возвращается в исходное положение.

Прибором, изображенным на фиг. 298, можно и 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 спадет 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 острый пар, дросселированный до надлежащего давления. Такой редукционный клапан,

равно как и обратный клапан на выпускном паропроводе, препятствующий пару попасть обратно в машину, являются необходимой принадлежностью установки с использованием отработанного пара.

При возможности согласования нагрузки машины и расхода пара на производство по одному из вышеописанных способов, приходится иногда мириться с тем, что машина часть отработанного пара выпускает в атмосферу, в нагревательную же сеть временами добавляется редуцированный пар из котлов. Экономичность такого рода установок в сравнении с установками без использования отработанного 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).

§ 109. Машины с промежуточным отбором пара.

Одноцилиндровые машины, в которых часть пара отбирается во время расширения или сжатия (при достижении нужного давления) пока распространения не получили; конструкции этих машин мы рассматривать не будем.

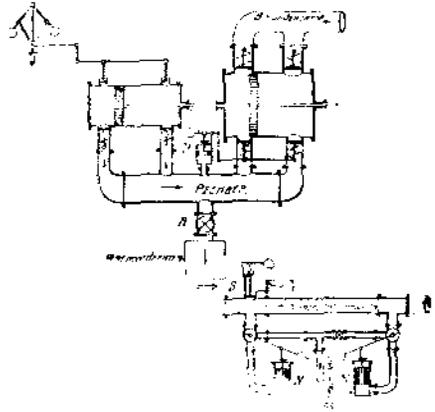
По патенту Миссонга¹⁾ фирма Тиссен строит одноцилиндровые машины, работающие по принципу двойного расширения, при чем одна полость служит частью высокого давления, а другая — частью низкого давления. При переходе пара из одной полости в другую, часть его может отбираться для целей нагрева. Машины этого типа обладают большой неравномерностью хода, требуют установки тяжелого маховика и также не получили распространения.

Наиболее жизненным типом машины с промежуточным отбором является двухцилиндровая машина двойного расширения. Давление в ресивере устанавливается в зависимости от требований производства, и при переходе из цилиндра высокого давления в большой цилиндр часть пара отбирается в нагревательную сеть. Количество отбираемого пара регулируется приборами (регуляторами давления), аналогичными описанному в предыдущем параграфе. Регулятор этот, действуя на парораспределение ц. н. д. увеличивает степень наполнения при уменьшающемся потреблении пара в нагревательной сети и понижает степень наполнения при возрастающем расходе пара. Мощность машины при этом остается, однако, без изменения, т. к. центробежный регулятор, управляющий парораспределением ц. н. д., увеличивает степень наполнения последнего при возрастающем отборе из ресивера и уменьшает ее при убывающем потреблении пара в сети отбора. В зависимости от количества отбираемого пара, мощности отдельных цилиндров при полной нагрузке машины колеблются в пределах: ц. в. д. приблизительно от 50% полной мощности машины до 100%, ц. н. д. почти от 0% до 50%.

При таких колебаниях в распределении нагрузки между цилиндрами, единственно подходящим типом машины является тандем-машина с цилиндрами, работающими на общий кривошип.

¹⁾ См. Z. d. V. d. I. 1913 г., стр. 2030.

На фиг. 299 представлена общая схема установки такой машины. Впускные клапана ц. в. д. управляются центробежным регулятором, ц. н. д. — регулятором давления *P*. Сообразно с установленной последнюю степенью наполнения ц. н. д., часть пара через запорный вентиль *B* направляется в отопительную сеть. По пути пар проходит через маслоотделитель. Обычно здесь же устанавливается не показанный на схеме обратный клапан, препятствующий пару пройти обратно в машину. На трубопроводе мягкого пара устанавливается предохранительный клапан *S* на случай резкого повышения давления, вследствие внезапного выключения ряда нагревательных приборов, например. Кроме того, к сети приключена магистраль острого пара, дросселируемого редукционными клапанами *X*.



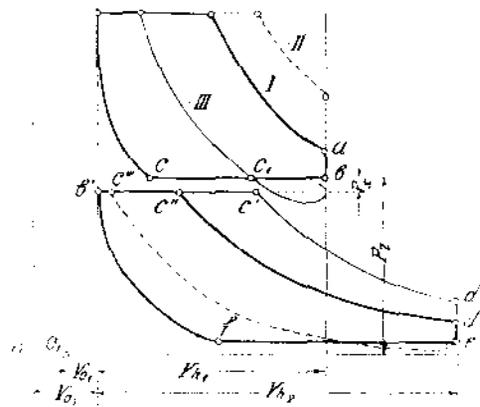
Фиг. 299.

Левый клапан служит для автоматической подачи острого пара в сеть в тех случаях, когда пара из машины временно не хватает: клапан *X* открывается лишь тогда, когда давление в сети упадет ниже того предела, при котором происходит максимальный отбор из машины. Правый клапан *X*, отделенный запорным вентилем от трубопровода острого пара, подает пар в сеть в полном потребном количестве лишь в тех случаях, когда машина не работает или работает без промежуточного отбора. Отопительная сеть при этом питается острым дросселированным паром.

Построение индикаторных диаграмм машины с промежуточным отбором пара показано на фиг. 300. Так как во время отбора ресивер соединен с отопительной сетью, объем ресивера можно считать бесконечно большим, что весьма упрощает построение.

Давления впуска, выпуска и в ресивере (т. е. давление в нагревательных приборах) считаем заданными. Диаграмма ц. в. д. I строится по общим правилам, но давление в конце расширения (точка *a*) выбирается для нормального режима работы машины несколько выше давления p_r из

соображений, о которых будет сказано ниже. При соединении с ресивером, давление устанавливается p_r , т. к. объем ресивера мы считаем бесконечно большим. Продолжительность сжатия обуславливается его конечным давлением, которое атмосферы на 2 должно быть ниже давления впуска. Кривые расширения и сжатия строятся из полюса O_1 , учитывая вредное пространство Γ_{01} 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



Фиг. 300.

межуточного отбора нет, то весь этот объем поступает в большой

цилиндр, степень наполнения которого изображается обрезком $b'e' \cong bc^1$). Давление впуска в ц. н. д. лежит несколько ниже давления p_c , вследствие падения давления при переходе из одного цилиндра в другой. Величина p_x составляет около 0,25 атм. Для выбранного отношения объемов $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$ (см. ниже) диаграмма большого цилиндра при работе без отбора имеет вид $b'e'def$. Кривые расширения и сжатия на этой диаграмме строятся из полюса O_2 , при чем V_{02} обозначает объем вредного пространства большого цилиндра.

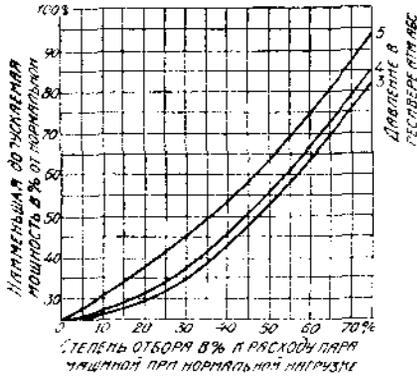
Так как машина проектируется для определенной нормальной величины отбора, то на линии $b'e'$ выбирается точка e'' , характеризующая величину отбора: отрезок $e'e''$ измеряет объем пара, отведенного из ресивера, $e''b'$ — объем, оставшийся для работы в большом цилиндре. Отношение $\frac{e'e''}{e'b'}$ называется степенью промежуточного отбора (для случая, изображенного на фиг. 300 — около 50%). Разсуждая теоретически, степень отбора можно довести до 100%, при чем мощность цилиндра низкого давления сводится к нулю, а малый цилиндр работает как одноцилиндровая машина с противодавлением. Этого, однако, не допускают, т. к. в работающем насухо цилиндре выделяется от трения большое количество тепла, которое должно быть отведено. Поэтому, минимальная степень наполнения $b'e'''$ большого цилиндра должна измеряться по крайней мере $2-3\%$ (от рабочего объема V_{h2}). Максимальная величина отбора представляется, таким образом, отрезком $e'e'''$. На фиг. 300 нормальная диаграмма большого цилиндра вычерчена жирными линиями, минимальная — пунктиром, максимальная — тонкими сплошными линиями.

Если машина работает при определенной величине отбора промежуточного 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 сплошными 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 сообшении 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_c , начнется выталкивание пара в ресивер. В этом случае объемом пара, поступающим в ресивер, следует считать объем e_1e , значительно меньший, чем объем bc .

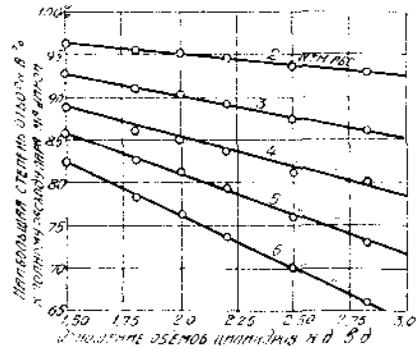
Если для нормальной нагрузки машины перепада давления между точками a и b не сделано, или он принят недостаточный, то при малых нагрузках машины петля отрицательной работы может оказаться столь значительной, что площадь диаграммы ц. в. д. обратится в нуль. Роль малого цилиндра сведется к роли редуционного клапана, который не производя полезной работы, понижает давление пара. Однако, коэффициент полезного действия цилиндра машины в этой роли значительно ниже к. п. д. редуционного 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.

¹⁾ $b'e'$ точно равно bc , если точки a и b совпадают, предварения выпуска нет и давления в точках b и b' одинаковы.

При больших значениях степени промежуточного отбора и большом объеме и. 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).



Фиг. 301.

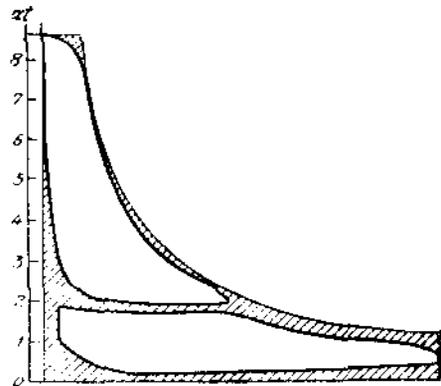


Фиг. 312.

Уменьшение отношения $\frac{I_{12}}{I_{11}}$ диктуется также и следующим соображением. Для возможности осуществления максимальной степени отбора (в % к расходу пара машиной при полной нагрузке) необходимо, чтобы и. 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. 301 представлен график, ¹⁾ указывающий эту зависимость для различных давлений в ресивере. Напр., при давлении $p_1 = 5$ атм. абс. и отборе в количестве 70% от расхода пара машиной при нормальной нагрузке, мощность машины должна составлять не менее 87% от нормальной. Чем меньше отношение $\frac{I_{12}}{I_{11}}$, тем больше может быть пони-

жена мощность машины при неизменной степени отбора.

Наконец, от отношения объемов цилиндров зависит наибольшая степень промежуточного отбора. Чем меньше отношение $\frac{I_{12}}{I_{11}}$, тем большее количество пара может быть отобрано из ресивера. Эта зависимость представлена на фиг. 302 ¹⁾ для различных давлений промежуточного пара. График составлен для давления острого пара $p_1 = 13$ атм. абс. при $t_1 = 300^\circ\text{C}$ и давления в конденсаторе $p_2 = 0,2$ атм. абс.



Фиг. 303.

Исходя из вышеизложенных соображений, отношение объемов

¹⁾ Заимствован из вышецитированной книги Шнейдера.

цилиндров машины с промежуточным отбором приходится выбирать в большинстве случаев в пределах

$$\frac{F_{\text{от}}}{F_{\text{ит}}} = 1 \div 2,$$

с максимальным значением (при малой степени отбора) около 3.

Типичные ранкинизированные диаграммы машины с промежуточным отбором пара представлены на фиг. 303 и 304. Обе диаграммы являются действительно снятыми с машины при одинаковой нагрузке: первая — без отбора пара, вторая — при наибольшей степени отбора.

Связь коэффициентов полезного действия с расходом пара машиной устанавливается нижеприведенными очевидными уравнениями:

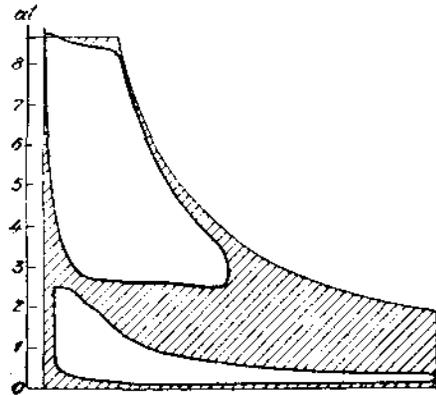
$$632 N_1 = \eta_{01} (i_1 - i_r) G + \eta_{02} (i_r - i_2) (G - E) \dots \dots \dots (79)$$

$$632 N_0 = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{р}} [G (i_1 - i_r) + (G - E) (i_r - i_2)] \dots \dots \dots (80)$$

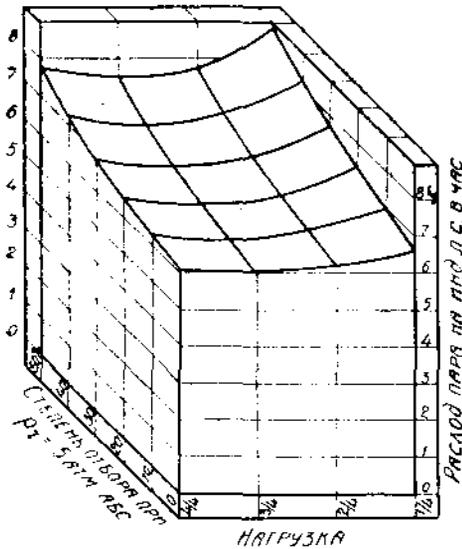
$$632 N_0 = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{р}} [G (i_1 - i_2) - E (i_r - i_2)] \dots \dots \dots (81)$$

Здесь обозначают:

- η_{01} и η_{02} — 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.;
- G — полный расход пара машиной в кг. час.;
- E — количество отбираемого пара в кг. час.;
- $\eta_{\text{р}}$ — относительный к.п.д. машины в целом;
- $\eta_{\text{м}}$ — механический к.п.д. машины.



Фиг. 304.



Фиг. 305.

Значения коэффициентов полезного действия по данным ряда испытаний приведены в нижеприведенной таблице.

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 давления в ресивере с одной стороны, и нагрузки машины — с другой стороны, представлена на фиг. 305 и 306. 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 раз-

нием степени отбора и увеличением

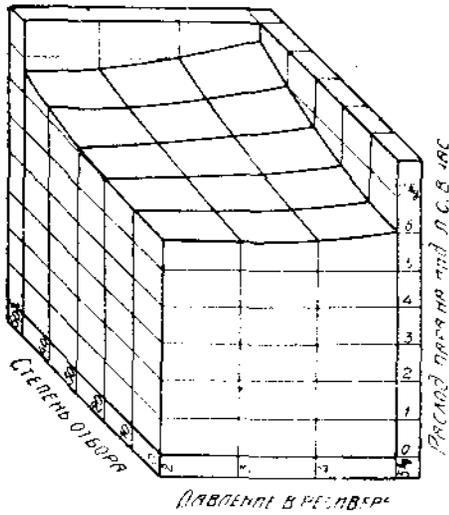
работаны для машины в 750 л. с. при $p_1 = 14,5$ атм. абс., $t_1 = 300^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,55$ атм. абс.

Примерный тепловой баланс машины с промежуточным отбором пара (для тех же данных, что и на предыдущих фигурах) представлен на фиг. 307. Из диаграммы видно, что общий к. п. д. установки (отношение $\frac{a+b}{a+b+c}$) быстро возрастает с увеличением степени отбора.

Из вышеизложенного ясно, что цилиндр высокого давления 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.)

| № | Норм. мощность лош. сил | Давление пара при впуске p_1 атм. абс. | Температура па- ра при впуске $^\circ\text{C}$ | Давление в реси- вере p_2 атм. абс. | Отбор пара в % от расхода па- ра машины без отбора | Отбор пара в % от подведенного к машине коли- чества пара | Увеличение рас- хода пара в % по отношению к ма- шине без отбора | Относит. коэфф. полезн. действия | | Коэфф. полезн. действия машины в целом $\eta_{\text{м.}}$ % |
|----|----------------------------|--|---|--|---|--|---|-------------------------------------|-------------------------|---|
| | | | | | | | | Ц. в. д. η_{01} | Ц. н. д. η_{02} | |
| 1 | 600 | 9,9 | 250 | 2,5 | 68 | 47,5 | 43 | 79 | 65 | 63,1 |
| 2 | 400 | 11,6 | 260 | 1,82 | 115 | 55,5 | 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 | 50 | 48 | 22 | 77 | 71 | 68,2 |
| 5 | 200 | 12,4 | 247 | 2,1 | — | 32 | — | 70 | 65,5 | 56,0 |
| 6 | 200 | 11,5 | 225 | 2,3 | 69 | 56 | 24 | 76 | 61 | 62,5 |
| 7 | 300 | 11,6 | 233 | 2,4 | 66 | 54 | 19 | 78 | 62,5 | 61,0 |
| 8 | 270 | 13,2 | 266 | 3,6 | — | 50,5 | — | 88 | 57 | 55,0 |
| 9 | 300 | 9,0 | Нас. | 2,1 | 81,5 | 55,2 | 46 | 67 | 57 | 57,0 |
| 10 | 300 | 8,8 | 206 | 2,3 | 90 | 64,7 | 52 | 71,5 | 61 | 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 | 50 | 78,5 | 64 | 70,0 |

На фиг. 308 представлено



Фиг. 306.

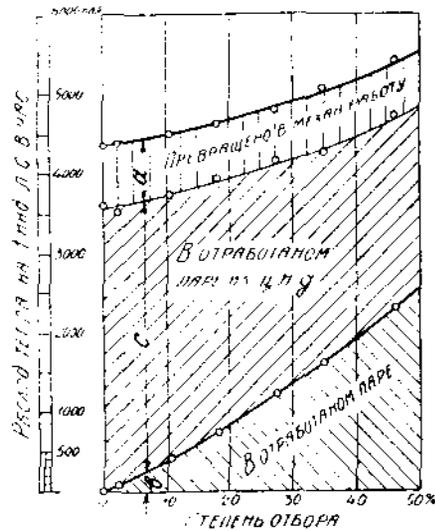
обычное расположение регулирования машин с промежуточным отбором пара в исполнении Саксонского машиностроительного завода. Для регулятора давления применена та же конструкция, что и для машин с противодавлением (фиг. 308).

Иная конструкция регулятора давления и расположения его на машине представлены на фиг. 309 и 310. 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*. Последний изменяет степень на-

полнения большого цилиндра. Маховичек *M* служит для изменения степени наполнения в ручную.

Обе вышеописанные системы регуляторов, обладая незначительной перестановочной силой, пригодны лишь для расцепных парораспределений.

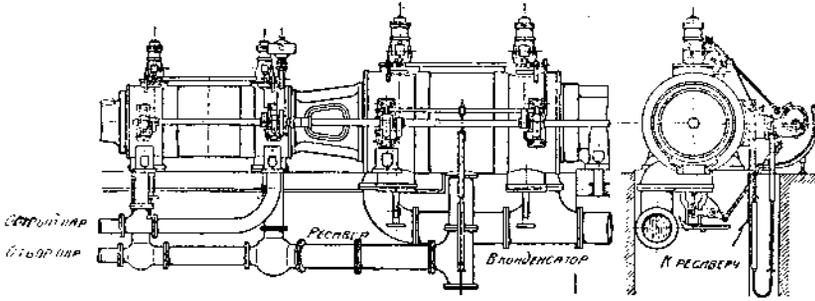
Для распределений принудительных приходится употреблять регуляторы с сервомотором. Схема одного из таких регуляторов (фирмы М. А. Н.) представлена на фиг. 311. Промежуточный пар, производя давление на поршень *A*, уравновешенный пружинами *F*, перемещает золотничек *S* сервомотора. К средней части золотника постоянно подводится масло под давлением; при сдвиге золотника из среднего положения, оно поступает в верхнюю или нижнюю полость цилиндра сервомотора и, производя давление на поршень *B*, поворачивает регулирующий валик механизма Видмана (см. § 59). Последний в данной конструкции приводит не катящийся рычаг, а качающийся кулак типа Лентца. На фиг. 311-а показана фотография машины с подобным регулированием в периоде сборки. На фигуре отчетливо видны плоский регулятор Лентца, управляющий малым цилиндром, и описанный регулятор давления в конце распределительного вала. Пружины на этом регуляторе сняты. Шкив служит для привода во время пробы парораспределения, и в готовой машине, конечно, отсутствует.



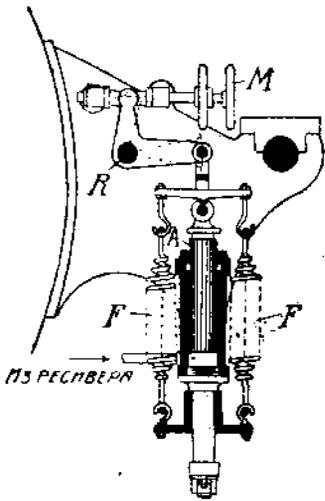
Фиг. 307. 1)

1) Ординаты *b* нижней площади диаграммы представляют собою теплоту пара, отводимого в нагревательные приборы.

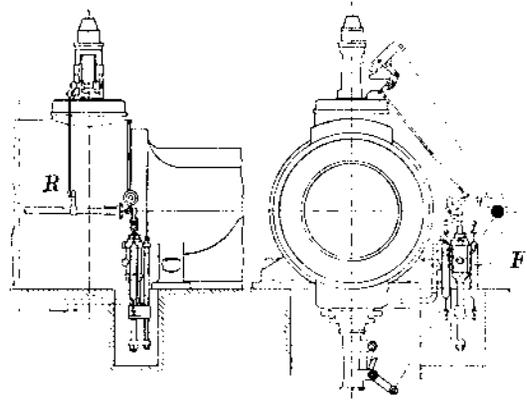
На фиг. 312 показана более современная конструкция регулятора



Фиг. 308.

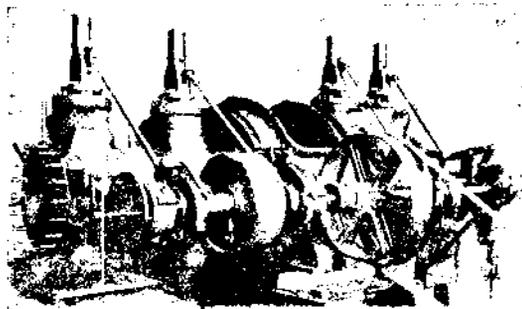


Фиг. 309.



Фиг. 310.

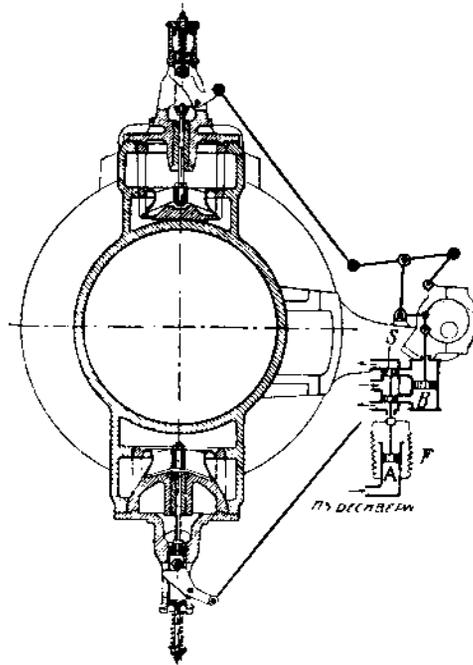
давления *M*. *L*, *X*. Поршень *L*, находящийся под давлением пара в ре-



Фиг. 311-а.

сивере, поворачивает золотничек *B* сервомотора, сидящего на распределительном валике. Сервомотор под давлением масла при помощи шестерни *C* и зубчатой рейки перемещает эксцентрик по его камню.

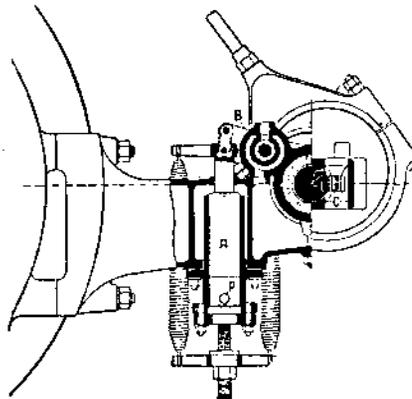
Таким образом, в этой конструкции целиком сохранен механизм Лентца



Фиг. 311.

для привода клапанов. * Фотография этой машины представлена на фиг. 313.

Фирма „Ганомаг“ ¹⁾ применяет в качестве сервомотора электромотор (фиг. 314). Регулятор давления « снабжен двумя контактами «,

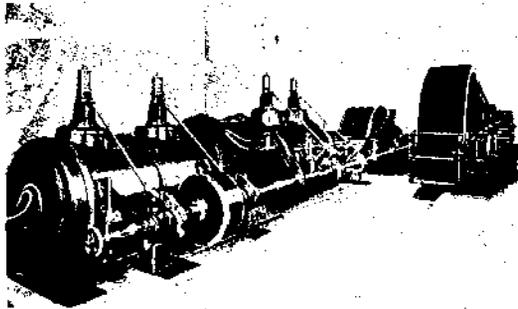


Фиг. 312.

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 *b* и замыкает ток к электромотору. Последний при помощи червячной передачи

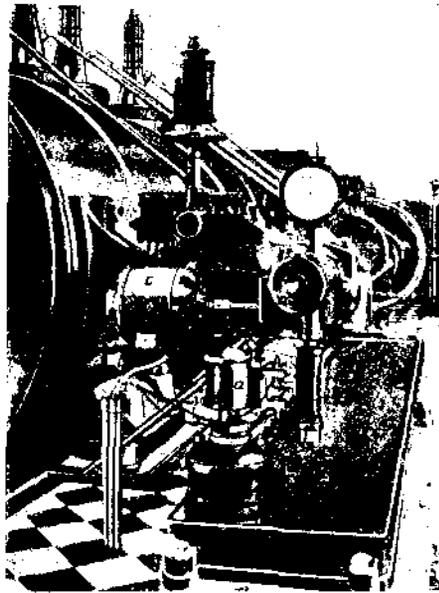
¹⁾ Hannoversche Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

d переставляет парораспределение (системы Лентца). При замыкании тока вторым контактом *e* электромотор вращается в обратном направ-



Фиг. 313.

лении. В том случае, когда наполнение ц. н. д. доведено до минимума, а в нагревательной сети расход пара продолжает увеличиваться, автоматически открывается редукционный клапан, добавляющий в сеть дрос-



Фиг. 314.

селированный острый пар. В машине, представленной на фиг. 314 автоматический привод этого клапана отсутствует.

Описанная в предыдущем параграфе система регулирования Зульцера применяется также и для машин с промежуточным отбором пара.

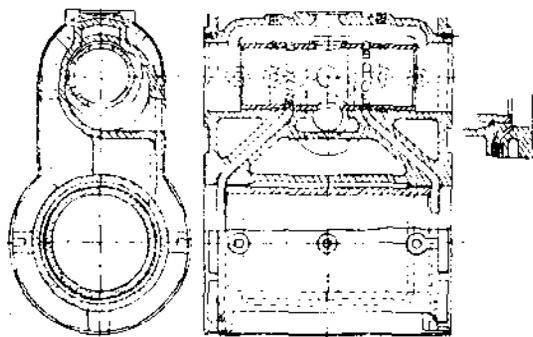
ЧАСТЬ VII.

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВОЙ МАШИНЫ.

§ 110. Паровой цилиндр.

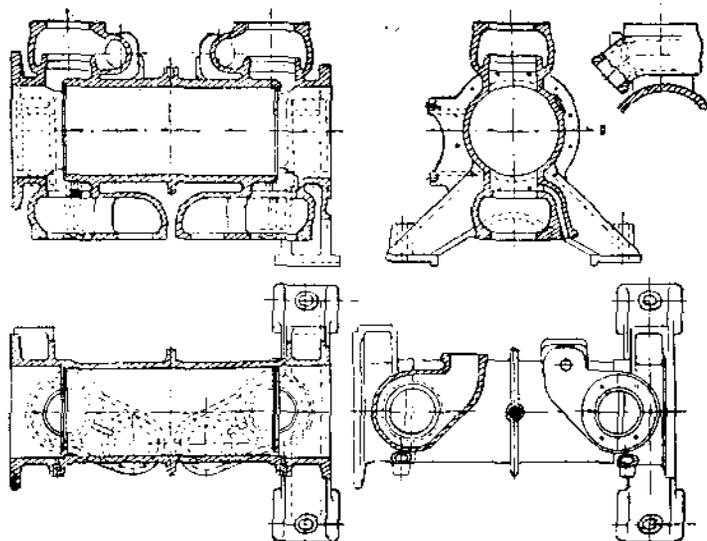
Конструкция цилиндра для горизонтальной машины с цилиндрическим золотником показана на фиг. 315 (в поперечном разрезе и плане). Золотниковая коробка отлита заодно с цилиндром и в нее вставлена

штулка с окнами, ведущими к каналам в паровой цилиндр. Пар впускается сбоку (на чертеже сверху), а выпускается снизу (на чертеже сбоку). Рабочая поверхность цилиндра образована чугуновой штулкой, 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.



Фиг. 315.

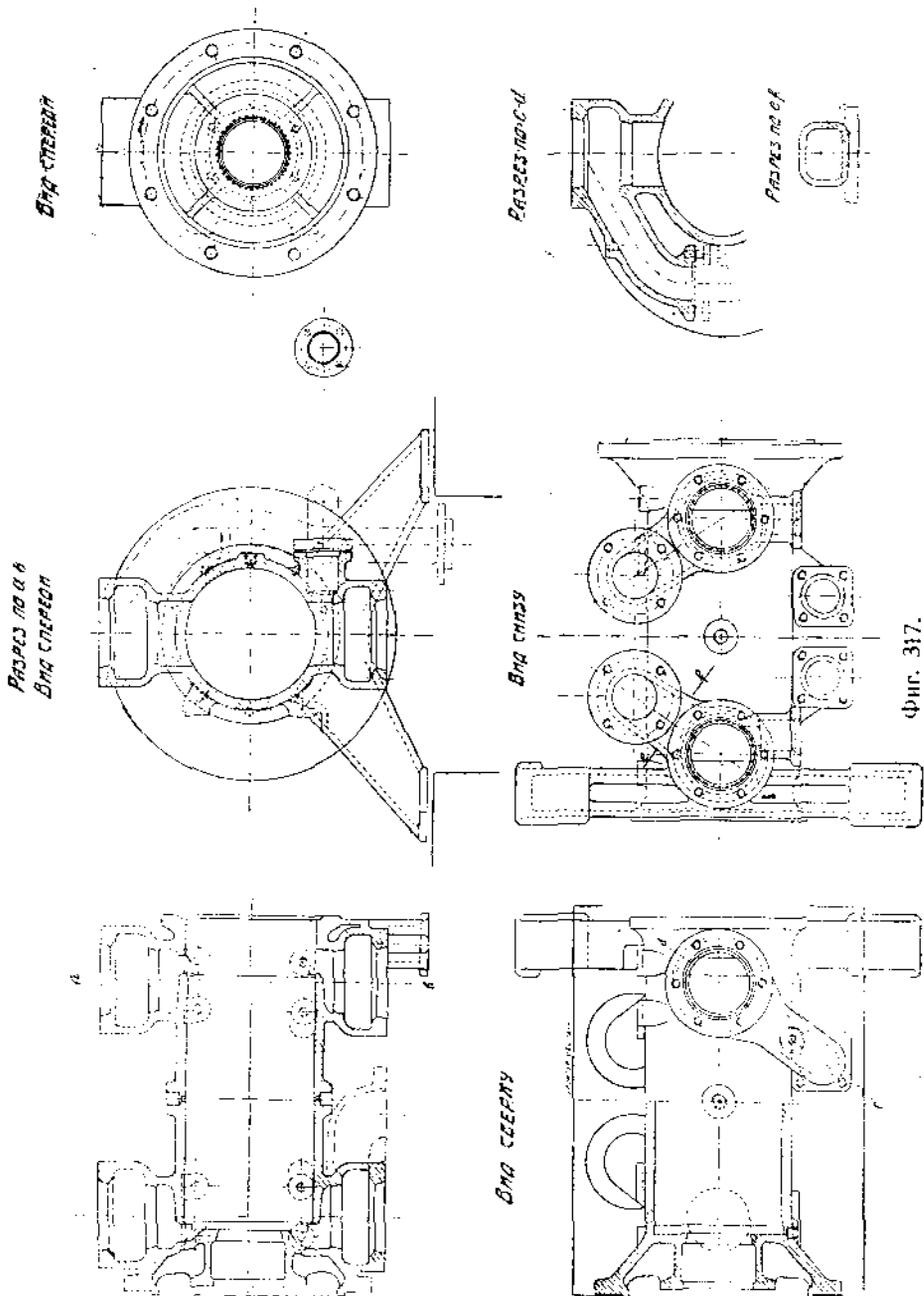
На фиг. 316 представлена конструкция цилиндра с клапанным парораспределением. Клапанные коробки и лапа, которой цилиндр опирается



Фиг. 316.

на фундамент, отлиты заодно с цилиндром. Пар подводится к каждой из клапанных коробок по трубе, присоединяющейся под обшивкой к фланцу

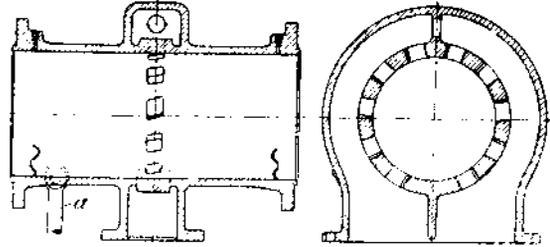
клапанной коробки (см. третью проекцию вверх). Отвод пара производится снизу. Вставной втулки цилиндр не имеет, что вообще характерно для современных машин. Продувательные краны присоединяются к ниж-



ней 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.

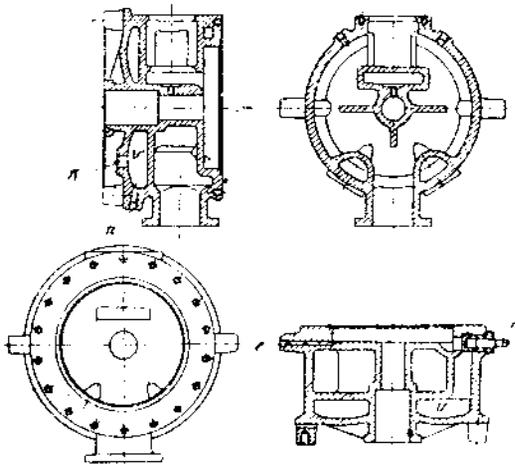
Подобная же конструкция парового цилиндра представлена на фиг. 317. (Герлицкого машиностроительного завода „Вумаг“).

Некоторым недостатком обеих конструкций является сложность чугуновой отливки, затрудняющей равномерное расширение частей цилиндра при их нагреве. Поэтому, более рациональным является расположение клапанов в крышках, при котором цилиндр приобретает вид простой трубы. Конструкция такого цилиндра для прямоточной машины, изображенной на фиг. 179 (стр. 188), показана на фиг. 318. Цилиндр в этой конструкции опирается на конденсатор и отчасти на штанги *а* (редко применяемая, хотя и удачная конструкция), так что опорные лапы отсутствуют. Через отверстия вверху возле фланцев подводится смазка. В машинах не прямоточных масло рациональнее подводить посредине цилиндра.



Фиг. 318.

На фиг. 319 представлена конструкция передней крышки цилиндра (примыкающей к параллелям). Подвод пара совершается снизу, вверху помещается клапанное гнездо, снизу по бокам впускного пагрубка расположены два вентиля *и* для включения добавочного вредного пространства *в*. Отверстие *к* служит для выемки шишки из отливки и заглушено пробкой, к отверстию *н* ставится продувальный кран, *с* — для индикаторного крана.



Фиг. 319.

Паровые рубашки в цилиндрах обычно устраиваются в кольцевой полости между стенками цилиндра и запрессованной в него втулкой. Паровая рубашка прямоточной машины показана на фиг. 220; она захватывает лишь части цилиндра, соприкасающиеся с острым паром.

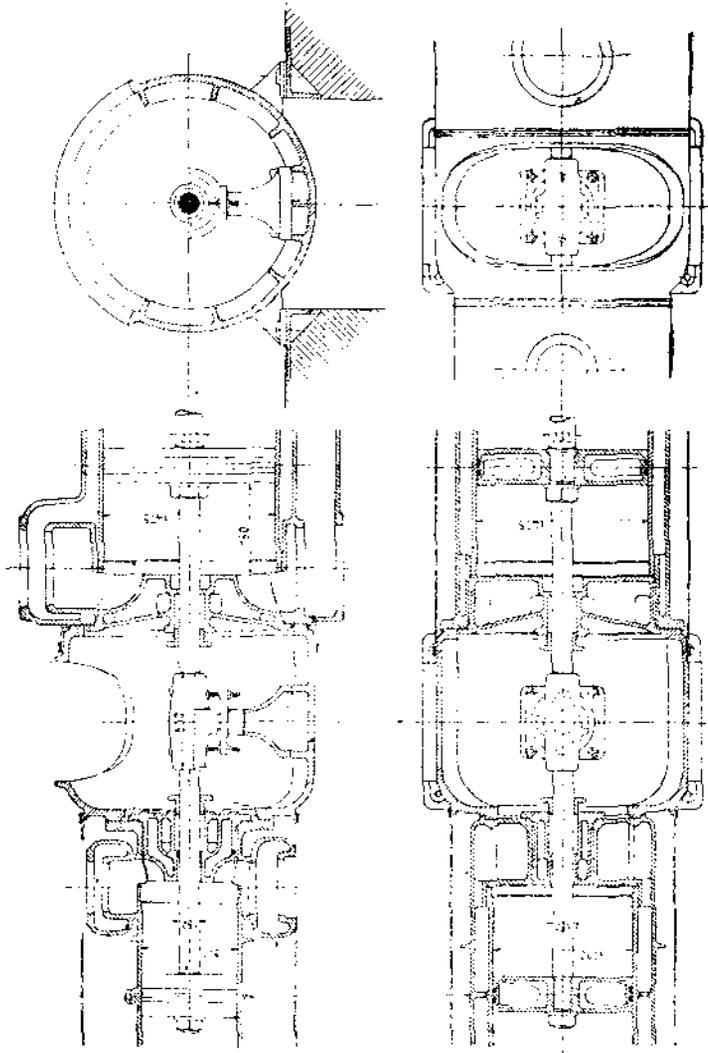
В машинах тандем цилиндры соединяются между собой при помощи так называемого фонаря, пример конструкции которого представлен на фиг. 320. В фонаре расположена втулка, поддерживающая и направляющая поршневой шток. Фонарь

должен быть строго центрирован по отношению к цилиндрам и иметь такие размеры, чтобы сквозь него могли пройти крышки цилиндра.

Особый интерес представляет конструкция коротких тандем-машин, в которых соединительный фонарь отсутствует, и цилиндры отделяются друг от друга общей промежуточной крышкой. Машина такого типа описана в части VIII (табл. I), здесь же мы приводим чертеж паровых цилиндров короткой тандем-машины Лентца (фиг. 321). Оба цилиндра представляют собой одну отливку. Ц. в. д. соединен с параллелями

машины, ц. н. д. имеет лапы, опирающиеся на фундамент. Впускные клапана малого цилиндра расположены снизу, большого — сверху. Сложная отливка цилиндра окупается простотой и компактностью машины в целом.

Арматурой цилиндра служат: продувательные краны, располагаемые в самых низких местах каждой из полостей, индикаторные краны, служащие для присоединения индикаторов, предохранительные клапана (в клапанных машинах часто отсутствуют), цилиндрические масленки для смазки с двумя кранами, или штуцера для подачи смазки под давлением.



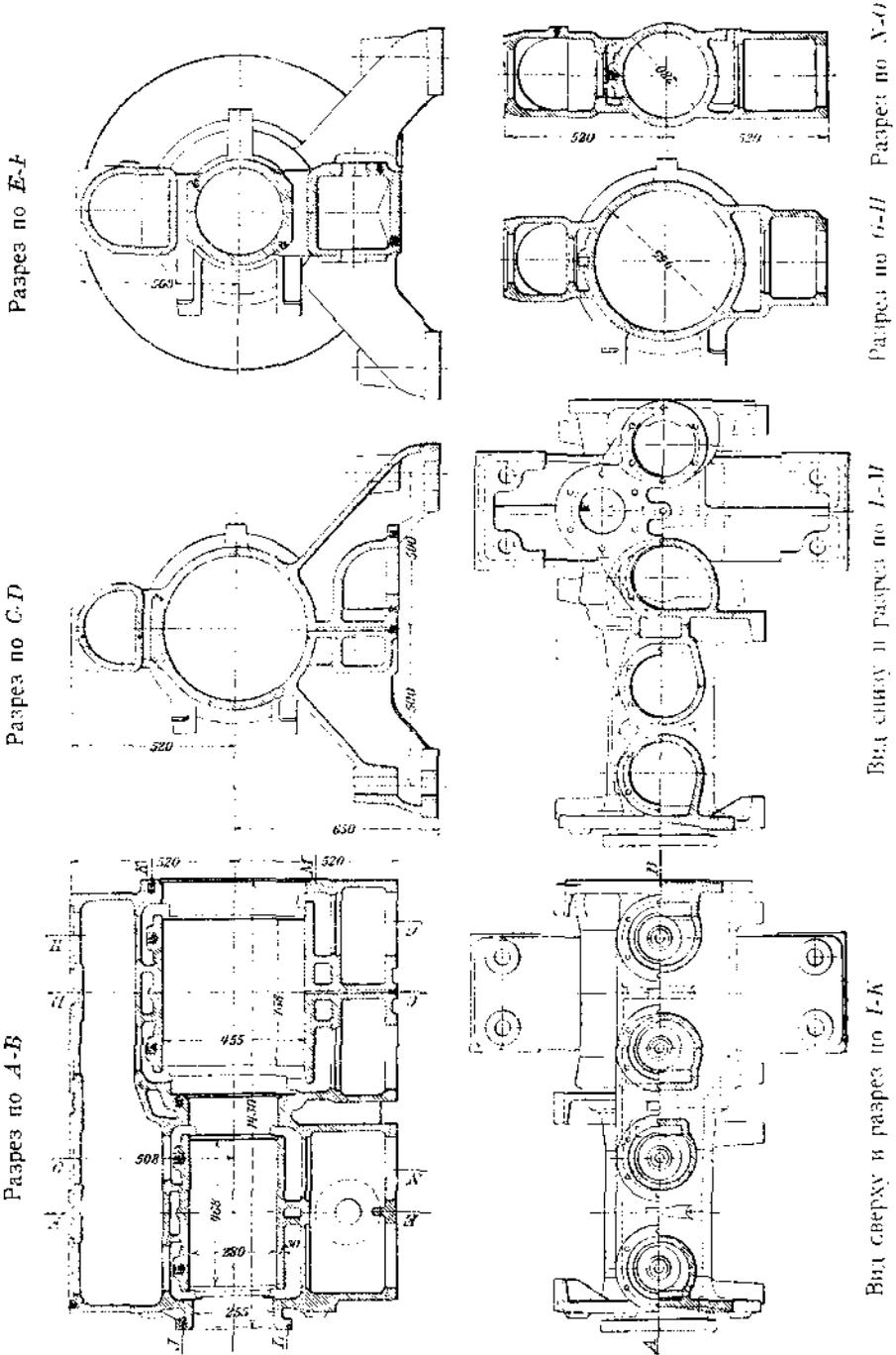
Фиг. 320.

Толщина стенок цилиндра определяется по эмпирической формуле

$$\delta = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ см.} \dots \dots \dots (82)$$

(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. 321.

Толщина стенки рубашки (наружной) берется

$$\delta_1 = (0,9 \div 0,8) \delta.$$

Толщина стенок золотниковой и клапанных коробок

$$\delta_2 = (0,8 : 0,7) \delta.$$

Фланцы цилиндра делаются толщиной

$$s = (1,4 : 1,5) \delta.$$

Фланцы золотниковой коробки

$$s_1 = (1,4 : 1,5) \delta_2.$$

Число болтов для крышек цилиндра выбирается:

$$i = \frac{D}{8} + 4; (D — \text{в см.}).$$

Расстояние между болтами при этом не должно превышать 15 см.

Диаметр болтов рассчитывается на растяжение, причем допускаемое напряжение, ввиду особой ответственности этих болтов, берется:

$$k_z \leq 300 \text{ кг/см}^2.$$

Длина трущейся части цилиндра

$$l = H + b - 2u,$$

где H — ход поршня

b — ширина поршня между краями колец (см. фиг. 329)

u — свес кольца с рабочей поверхности цилиндра при мертвом положении поршня.

Величина u определяется по формуле

$$u \leq 0,15 \frac{h}{p_1 - 1} \text{ см.} \dots \dots \dots (83)$$

где h — ширина поршневого кольца в см. (фиг. 332),

p_1 — давление пара при впуске в атм. абс.

Иногда свеса колец не делают, опасаясь сжимания их острым паром при мертвом положении поршня.

Зазор между крышкой цилиндра и поршнем делается

$$k = 0,002 H \text{ — } 0,3 \text{ см.} \dots \dots \dots (84)$$

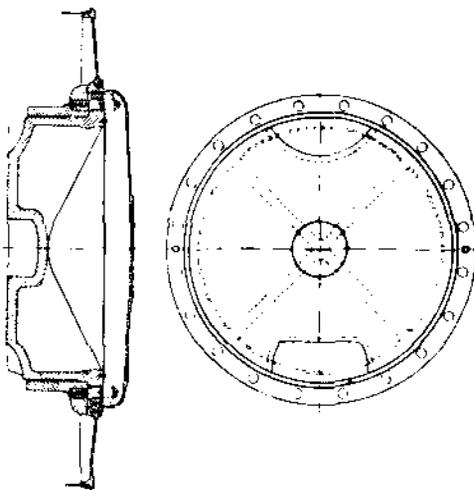
поэтому, вся длина цилиндра между крышками

$$l_1 = H + b_1 + 2k,$$

где b_1 — полная ширина поршня.

Сечение впускных и выпускных патрубков рассчитывается на скорость пара в 1,3 : 1,5 раз меньшую, чем в парораспределительных органах. При работе на конденсатор желательна скорость выпуска иметь не более 20 мт/сек.

Крышки парового цилиндра делаются фасонного сечения и снабжаются ребрами для повышения прочности. Конструкция задней крышки показана на фиг. 322. Крышка эта снабжа-



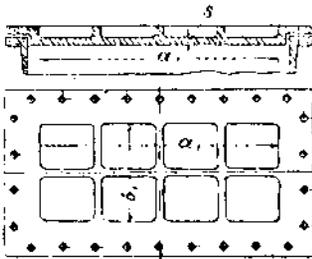
Фиг. 322.

ется обшивкой, заключающейся обычно в чугунном днище небольшой

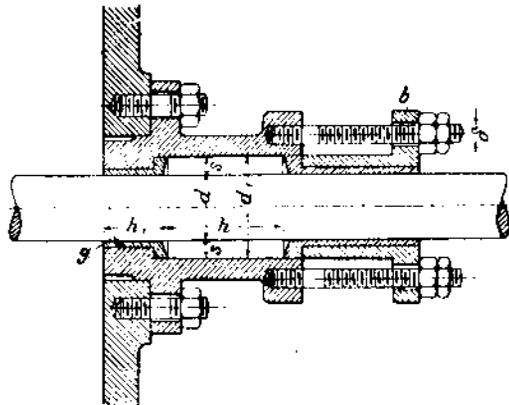
толщины. Передняя крышка конструируется различными способами и в большинстве случаев имеет диаметр меньший, чем задняя. В рациональных конструкциях передняя крышка должна выниматься или внутрь цилиндра, или между параллелями. Менее удачны конструкции, в которых крышка зажата между фланцем цилиндра и параллелями, что затрудняет осмотр и ремонт машины.

Толщина стенок крышки определяется по формуле

$$\delta_0 = \frac{D_1}{2} \sqrt{\frac{p_1 - 1}{k_b}} \text{ см.} \dots \dots \dots (85)$$



Фиг. 323.



Фиг. 324.

где D_1 — диаметр крышки, подвергающийся давлению пара,
 k_b — допускаемое напряжение на изгиб, которое не должно превышать 300 кг/см^2 .

Двойные пустотелые крышки рассчитываются по тем же формулам, что и поршни такой же конструкции (см. форм. 88 в следующем параграфе).

Плоские крышки золотниковых коробок (фиг. 323) рассчитываются по формуле:

$$s_1 = 0,5 b_1 \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2}} \frac{p_1 - 1}{k_b} \text{ см.} \dots \dots \dots (86)$$

Величина a_1 и b_1 (в см.) имеют указанные на чертеже значения. Напряжение k_b допускается не свыше 300 кг/см^2 .

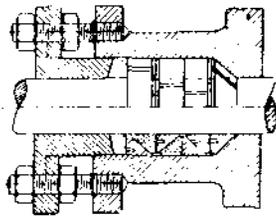
Крышки цилиндра снабжаются сальниками (всегда — передняя крышка, иногда и задняя для контр-штока).

Конструкция передней крышки с простейшим сальником для мягкой набивки (пеньковой, асбестовой) показана на фиг. 324. Размеры, указанные на чертеже, принимаются:

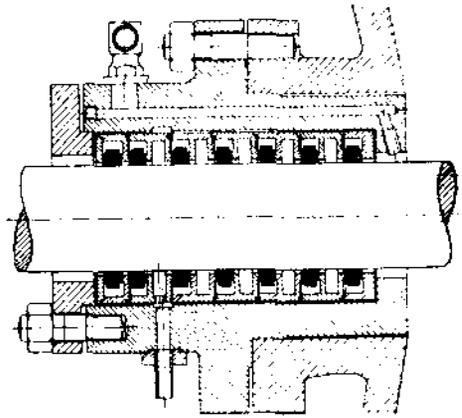
$$s = 0,65 \sqrt{d} : 0,8 \sqrt{d}; d_1 = d : 2s; h \geq d_1; \\ h_1 = 0,5 d : d.$$

Диаметр болтов δ берется не менее $1 \frac{1}{2} \%$.
 Число болтов обычно 2—3.

Чаще в настоящее время применяют металлическую набивку сальников из сплава цветных антифрикционных металлов. Такая набивка совершенно необходима при работе перегретым паром. На фиг. 325 показана металлическая набивка из разрезных колец трапецевидного сечения, прижимаемых при нажатии сальника к штоку и к корпусу сальника (наружное кольцо из мягкого дерева).



Фиг. 325.

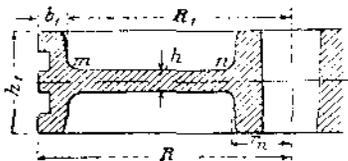


Фиг. 326

На фиг. 326 представлен сальник конструкции Лентца с набором чугунных колец, образующих лабиринтовое уплотнение: пар, просачиваясь через узкие щели между кольцами, расширяется в камерах с значительным проходным сечением, теряет постепенно свое давление и, наконец, конденсируется. Вода удаляется по трубке снизу, сверху же подводится смазка.

§ 111. 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.



Фиг. 327.

Схематические чертежи поршней двух основных типов представлены на фиг. 327 и 328.

Поршень первого типа изготавливается обычно из стали и часто применяется в вертикальных машинах. Пфлейдерер¹⁾ предлагает следующую формулу для определения наибольшего напряжения в этом поршне:

$$\sigma_{\max} = \frac{(p_1 - p_2)}{h^2} (R_1 - r_0) \left[11,5 \frac{R_1^2}{16r_0} + 0,1 \frac{R_1^2}{r_0} + 0,52 \frac{R^2 - R_1^2}{0,2 R_1 + r_0} \right] \dots \dots \dots (87)$$

p_1 — в этой формуле означает абсолютное давление острого пара, p_2 — отработанного, остальные величины соответствуют обозначениям на фиг. 327.

¹⁾ Z. d. V. d. J., 1910 г., стр. 317.

Напряжение σ , не должно превышать для стального литья 450 кг/см², для ковanej стали — 700 кг/см².

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 полоого чугунного поршня по фиг. 328 Пфлейдерером предложена формула, определяющая максимальное напряжение:

$$\sigma = \frac{h}{2} \frac{M_b}{J} + P_s \frac{l_1}{4} \left(\frac{1}{af} + \frac{a - \frac{a_1}{2}}{J_1} \right) \dots \dots \dots (88)$$

Здесь обозначают:

J — момент инерции выпрямленного сечения по d_0, d_0' (соотв. $dd_1, d'd_1'$) между лучами, делящими пополам углы между ребрами;

J_1 — момент инерции J — образного сечения dd_1 или $d'd_1'$, 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;

$$P_s = \frac{\pi}{n} (R^2 - r^2) (\rho_1 - \rho_2);$$

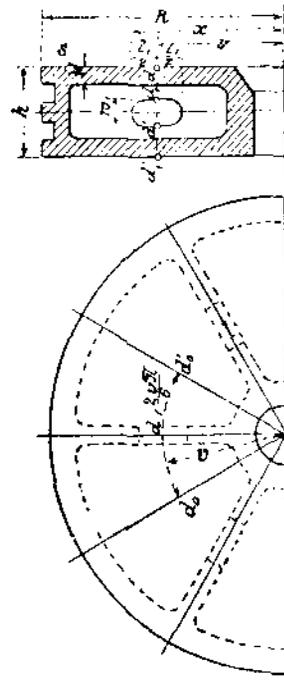
n — число ребер;

$$M_b = (\rho_1 - \rho_2) \frac{\pi}{3n} (R - r)^2 (2R + r).$$

Остальные величины нанесены на чертеже. Напряжение σ не должно превышать для чугуна 200 кг/см².

Число ребер должно быть не менее 4–6, толщина s — не менее 0,6 толщины ребра. Диаметр втулки должен составлять не менее 1,5 диаметра отверстия.

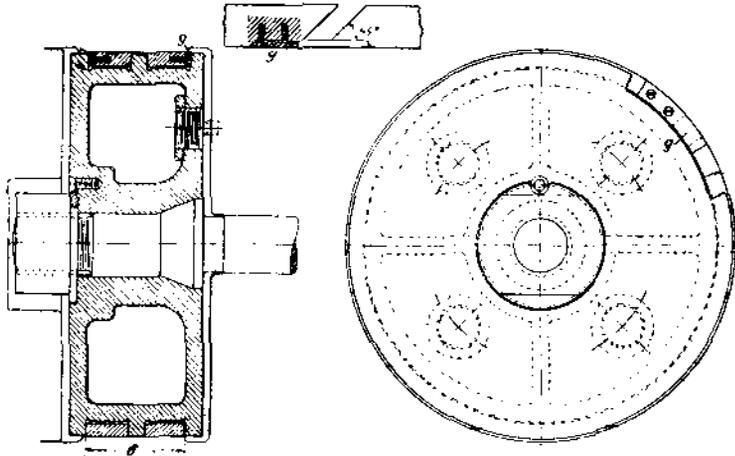
Простейшая и вместе с тем целесообразная конструкция поршня показана на фиг. 329. Для выемки после отливки шишки поршень снабжен четырьмя отверстиями, которые заделаны пробками на резьбе. 1) Гайка поршневого штока снабжена стопорным винтом, предохраняющим от отвинчивания. Замок поршневых



Фиг. 328.

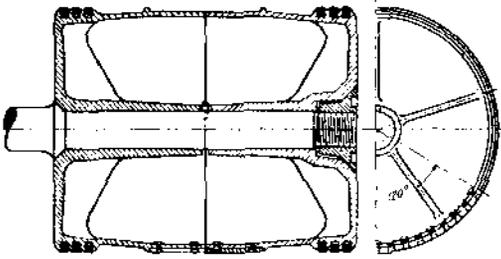
1) Усиливающие набки в местах, где сделаны отверстия для пробок, составляют, конечно, одно целое с телом поршня: на чертеже они изображены ошибочно в виде отдельных шайб.

колец сделан косо и во избежание просачивания пара прикрыт пластинкой y .



Фиг. 329.

Длинный поршень машины Штумфа представлен на фиг. 330. 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. 330.

На фиг. 331 представлена более простая конструкция чугунного поршня для прямоходной машины Герлицкого машино-строительного завода.

Поршень составной из трех частей и, благодаря значительной толщине стенок, обладает большим весом, чем изображенный на фиг. 330. Последняя конструкция является, однако, предпочтительной лишь для быстроходных машин.

Поршневые кольца, представляющие собой существенную деталь паровой машины, изготавливаются следующим образом.

Отливается болванка из особо плотного, но не твердого чугуна в виде кольцевого цилиндра. Снаружи она протачивается до диаметра

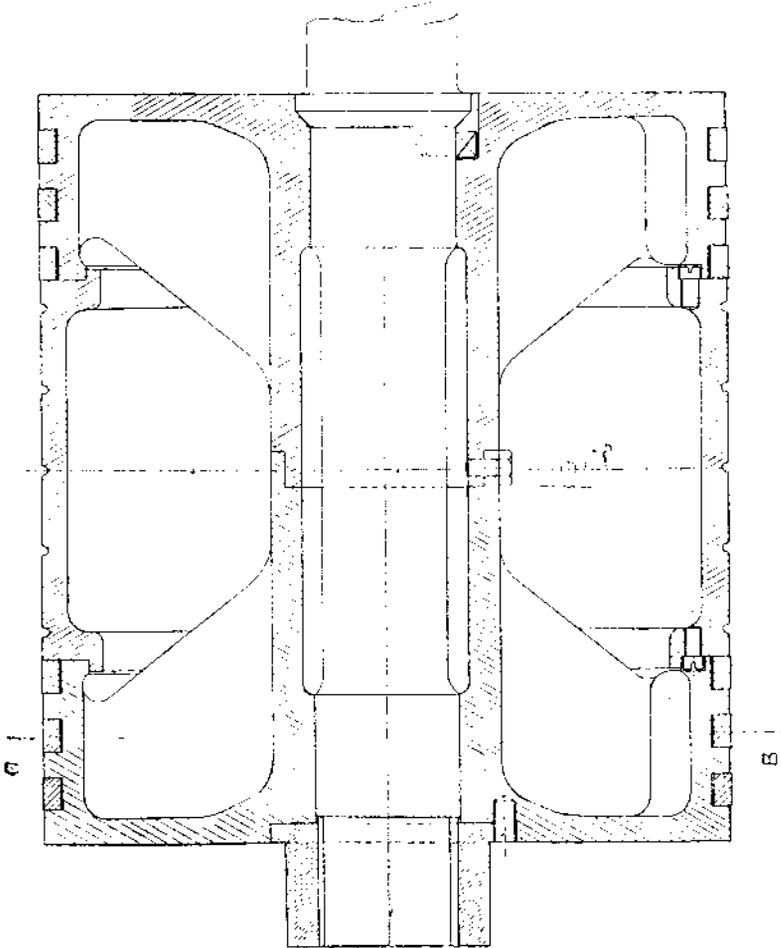
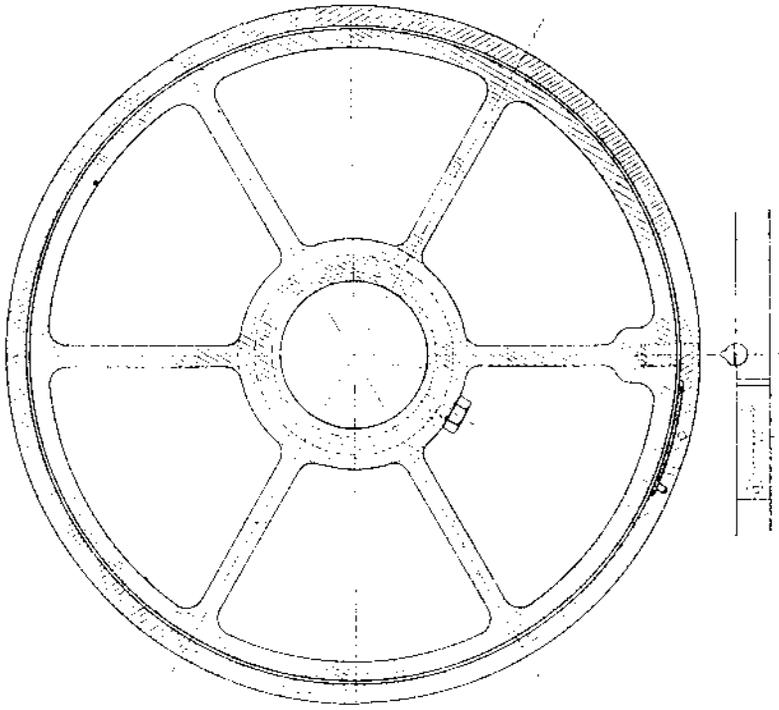
$$D + \frac{a}{\pi} + y,$$

где D — диаметр цилиндра, a — длина делаемого в дальнейшем выреза ($a \cong 0,1 D$), y — припуск на последующую обработку. Внутри болванка растачивается до диаметра

$$D + \frac{a}{\pi} - 2s - y,$$

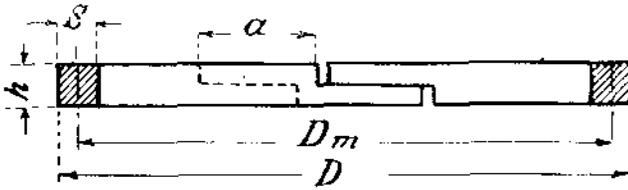
где s — толщина кольца

Рис. 38В



Фиг. 38Г.

Затем из болванки нарезаются кольца, высотой h , они разрезаются, образуя косой или же, так называемый, шведский замок (см. фиг. 332),



Фиг. 332.

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 $D + \frac{a}{\pi}$ и плотно прижимается к стенкам цилиндра.

На фиг. 333 показан порядок изготовления поршневых колец заводом „Вуаг“ для поршня, изображенного на фиг. 331 (диаметр 500 мм.).

По размерам фиг. a обтачивается чугунная болванка для нескольких поршневых колец. Эта болванка разрезается вдоль образующей цилиндра и в прорез вставляется пластинка δ шириной 75 мм. (фиг. b). Получившаяся деталь, уже некруглого сечения, служит как модель, и по ней отливаются болванки, из которых и вытачиваются поршневые кольца. В этих кольцах делается вырез (фиг. c), равный ширине пластинки δ (75 мм.), затем они сжимаются до соприкосновения краев выреза, складываются в замке и протачиваются до окончательных размеров (фиг. d). 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. (см. фиг. 331). Для того, чтобы не происходила утечка пара через эти зазоры, замок прикрывается пластинкой, одним шурупом прикрепленной к кольцу (фиг. 331).

Описанный способ изготовления поршневых колец имеет то преимущество, что кольца перед окончательной проточкой (после выреза замка и складывания) 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, напр., внутренний диаметр колец составляет 473 мм., а диаметр канавок—472 мм. Диаметр поршня в средней своей части (фиг. 331) сделан на 1 мм., а по краям—на 2 мм. меньше диаметра цилиндра.

От вращения на поршне кольцо предохраняется стопорными штифтами. Замки отдельных колец сдвигаются друг относительно друга, чтобы уменьшить возможность пропусков пара.

Толщина кольца выбирается обычно

$$s \cong \frac{D}{30},$$

высота

$$h \cong 2s$$

(в машинах Штумпфа $h \cong s$)



Фиг. 333.

Расчет колец производится по следующим формулам.

Давление кольца на стенки цилиндра

$$p = \frac{E a s^3}{12 \pi^2 R_m^3} \text{ кг/см}^2 \quad \dots (89)$$

где E — модуль упругости чугуна составляет около 900000 кг/см²

$$R_m = \frac{D_m}{2} \text{ см.}$$

Давление p должно находиться в пределах 0,25—0,5 кг/см².

С другой стороны, напряжение в кольце

$$\sigma = \frac{E s a}{\pi D R_m} \quad \dots (90)$$

не должно превышать 1200 кг/см².

Из формулы (90) определяется значение a , по подстановке которого в формулу (89), она принимает вид:

$$p = \frac{D s^2 \sigma}{12 \pi R_m^3} = \frac{2 D s^2 \sigma}{3 \pi (D - s)^3} \quad \dots (91)$$

Из этой формулы, задавшись p и σ , определяется s . После этого по формуле (90) находится длина выреза a .

§ 112. Поршневой шток.

Диаметр поршневого штока рассчитывается на продольный изгиб по формуле

$$P = \frac{\pi^2 J E}{m l^2} \quad \dots (92)$$

где P — сила, передаваемая штоком:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) \text{ кг.}$$

J — момент инерции сечения штока:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см.}^4$$

d — диаметр штока в см.

E — модуль упругости (для стали ~ 2200000 кг/см²)

m — степень надежности; принимается в пределах 10 — 22.

l — длина штока в см.

По подстановке значения J в формулу (92), находим

$$d = \sqrt[4]{\frac{2 P_m l^2}{E}} \text{ см.} \dots \dots \dots (93)$$

Из конструктивных соображений желательно, чтобы для обычных машин

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{6} \quad ; \quad \frac{1}{7},$$

для машин Штумпфа

$$\frac{d}{D} \cong \frac{1}{5}.$$

В больших машинах с контр-штоком поршневой шток должен быть рассчитан на изгиб собственным весом и весом поршня, рассматривая шток, как балку на двух опорах. Стрела прогиба

$$f = \frac{L^3}{48} \frac{G_k + \frac{3}{8} G_s}{E J} \dots \dots \dots (94)$$

L — полная длина штока вместе с контр-штоком в см.,

G_k — вес поршня,

G_s — вес штока.

Допустимая стрела прогиба не должна превышать $1 : 1 - 2$ мм. При этом разность диаметров цилиндра и тела поршня должна быть не

$$\text{более} \quad \frac{f}{1,5} \quad ; \quad \frac{f}{2}.$$

Наиболее тонкие части штока (в резьбе при соединении с поршнем и в хвостовике, входящем в крейцкопф) должны быть проверены на растяжение. Допустимо

$$k_z \leq 500 \text{ кг/см}^2 \text{ (для стали).}$$

Удельное давление k на поршень не должно превышать 500 кг/см^2 . Для употребительной конической заточки на штоке (фиг. 334)

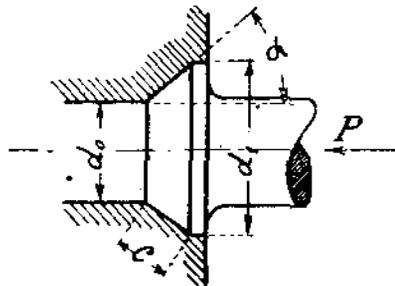
$$k = \frac{P}{0,5 (d_0 + d_1) \pi r \sin \alpha} \text{ кг/см}^2 \dots \dots \dots (95)$$

Смазка поршневого штока при проходе его сквозь сальники производится капельной масленкой, расположенной на параллелях и подающей масло по трубке непосредственно на шток, или через отверстие во фланце сальника.

§ 113. Крейцкопф.

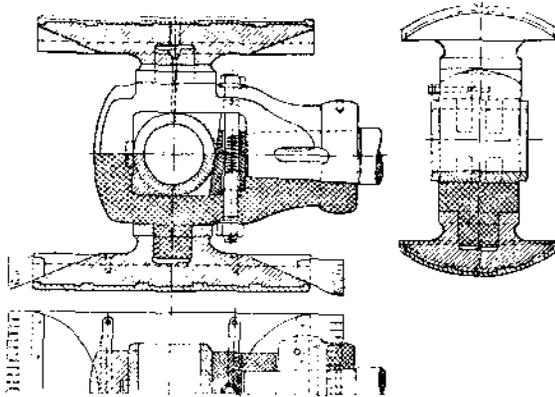
Крейцкопф служит шарнирным соединением поршневого штока с шатуном. В то же время он передает параллелям вертикальную составляющую силы, действующей вдоль штока (см. § 76).

Типичные конструкции крейцкопфа представлены на фиг. 335, 336 и 337.



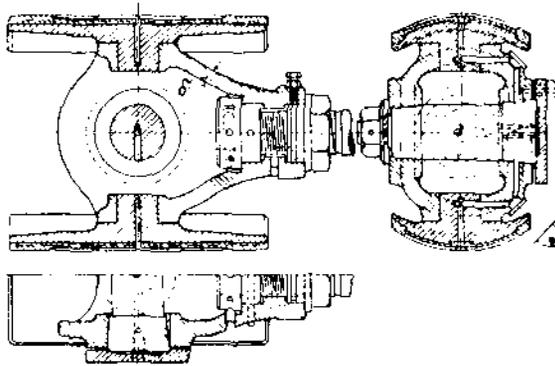
Фиг. 334.

На первой из фигур представлен, так называемый, открытый крейцкопф, который охватывается вильчатой головкой шатуна. Фиг. 336 дает представление о закрытом (вильчатом) крейцкопфе: головка шатуна



Фиг. 335.

входит внутрь крейцкопфа. В первой конструкции поршневой шток соединяется при помощи клина, крейцкопфный палец укреплен в шатуне (см. ниже фиг. 343), подтяжка вкладышей производится клином, перемещаемым при вращении болта. Тело крейцкопфа из кованой стали или железа, опорные подушки с цилиндрической поверхностью — чугунные с заливкой бабитом. Смазка пальца производится маслом, капающим с параллелей через отверстие посредине верхней подушки. К нижней подушке поставлены гребенки, собирающие масло.

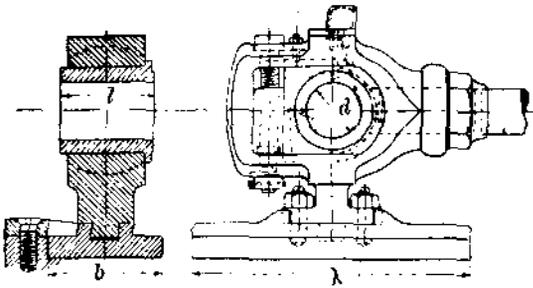


Фиг. 336.

В конструкции на фиг. 336 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. Закрепление пальца бесполезно: при наличии гайки (с левой стороны), нажимная шайба справа не нужна (можно было бы также обойтись одной нажимной шайбой без гайки слева). Смазка нижней подушки устроена рационально. Заливка бабитом подушек целесообразна лишь в крупных машинах.

Открытый крейцкопф по фиг. 337 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.



Фиг. 337.

Величина опорной поверхности крейцкопфа рассчитывается по силе N (см. § 75), при чем удельное давление на параллели

$$k = \frac{N}{b \lambda} \quad (\text{см. фиг. 337}) \quad (96)$$

не должно превышать

2—2,5 кг/см² (в крайнем случае 3 кг/см²).

Сила

$$N = P \frac{R}{L} \quad (97)$$

где R — радиус главного кривошипа,
 L — длина шатуна.

В случае клинового соединения со штоком (фиг. 338), нормальные размеры клина выбираются:

$$b \leq 0,3 d; \quad h = 4 b; \quad h_1 = h_2 = 0,5 b; \\ w = 0,85 d \quad (\text{для чугуна})^1) \\ w = 0,7 d \quad (\text{для стали или железа}).$$

Момент сопротивления сечения клина

$$W = \frac{b b^2}{6}$$

должен быть равен:

$$W = \frac{M_b}{k_b}$$

где изгибающий момент

$$M_b = \frac{1,25 P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{d_0}{4} \right) \quad (98)$$

$k_b \leq 1500$ кг/см² (для конического отверстия в крейцкопфе).

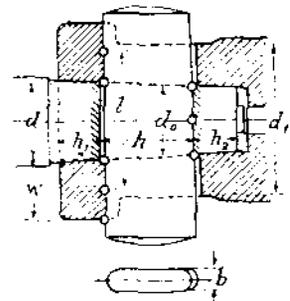
Напряжения на смятие

$$k = \frac{1,25 P}{b d_0} \quad (99)$$

и

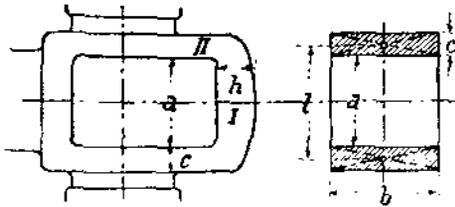
$$k = \frac{1,25 P}{2 w b} \quad (100)$$

¹⁾ Крейцкопфы малых машин делаются иногда цельными чугунными.



Фиг. 338.

не должны превосходить 700 кг/см² для чугуна и 1200 кг/см² для стали (литой или кованой).



Фиг. 339.

Тело открытого крейцкопфа (фиг. 339) рассчитывается на изгиб и растяжение:

$$k_b = \frac{M_b}{W},$$

где

$$M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right)$$

$$W = \frac{b h^2}{6}$$

$$k_z = \frac{P}{2 c b}$$

Допускается для кованого железа:

$$k_b = 550 \text{ кг/см}^2; \quad k_z = 607 \text{ кг/см}^2.$$

В закрытом крейцкопфе толщина стенки тела его δ (фиг. 336) может быть определена по эмпирической формуле:

$$\delta = 0,2 \sqrt{P} + 8 \text{ мм.}$$

Крейцкопфный палец рассчитывается на изгиб и удельное давление на вкладыши. Обозначая диаметр пальца d , рабочую длину его l (фиг. 337), длину опорных поверхностей пальца a (фиг. 343), определяем изгибающее напряжение в пальце по уравнению

$$\frac{P}{2} \left(\frac{a-l}{2} - \frac{l}{4} \right) = 0,1 d^3 k_b, \dots \dots \dots (101)$$

при чем $k_b \leq 700 \text{ кг/см}^2$ (желательно до 500 кг/см²).

Удельное давление

$$k = \frac{P}{l j} \dots \dots \dots (102)$$

не должно превышать 90 кг/см².

Конструктивное соотношение между диаметром цилиндра D и диаметром крейцкопфного пальца d :

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{4} \dots \frac{1}{5}$$

(в машинах Штумпфа ближе к $\frac{1}{4}$);

длина крейцкопфного пальца

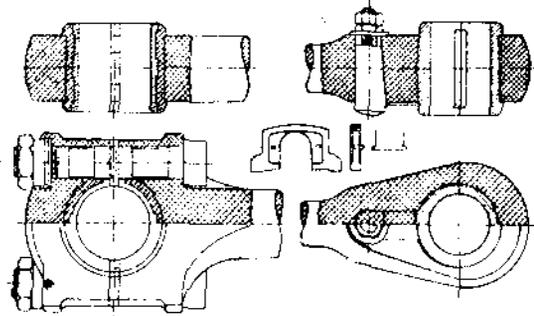
$$l \cong 1,5 d.$$

Размер a (фиг. 343) делается обычно от 0,45 l до 0,55 l , конусность опорных поверхностей — 1:12 — 1:15 в том случае, если обе опорные поверхности расположены на одной конической поверхности, 1:6 — 1:10 — в противном случае.

§ 114. Шатуны.

Типичные конструкции шатунов показаны на фиг. 340, 341, 342 и 343.

Первые три конструкции предназначаются для закрытого крейцкопфа (на чертеже крейцкопфная головка справа).¹⁾ последняя — для открытого (головка шатуна вильчатая). Кривошипная головка во всех случаях одинаковой конструкции, так называемого судового типа. Такую головку необходимо применять при коленчатом вале; кривошипный же вал допускает возможность применения неразъемной („закрытой“) головки, конструкция которой представлена на фиг. 344. Подтягивание вкладышей производится в закрытых головках при помощи клина, в открытых (разъемных) — уменьшением толщины прокладок между вкладышами.²⁾



Фиг. 340.³⁾

Длина шатуна (между центрами крейцкопфного 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.

По формуле, аналогичной формуле (92), момент инерции сечения шатуна

$$J = \frac{P L^2 m}{\pi^2 E} \dots \dots \dots (103)$$

Модуль упругости E для стали составляет 2200000 кг/см².

Степень надежности выбирается в зависимости от средней скорости поршня:

| | | | |
|---------------|----|----|-----------|
| для $c_m = 1$ | 2 | 3 | 4 мт.сек. |
| $m = 30$ | 20 | 15 | 10 |

Чаще всего, поэтому, m берется равной около 25.

Для круглого сечения шатуна, диаметр его посередине

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{64 J}{\pi}} \cong \sqrt[4]{\frac{2 P L^2 m}{E}} \dots \dots \dots (104)$$

В весьма тихоходных машинах диаметр шатуна на концах его делают меньшим, а именно: возле крейцкопфной головки

$$d_1 = 0,8 d_m,$$

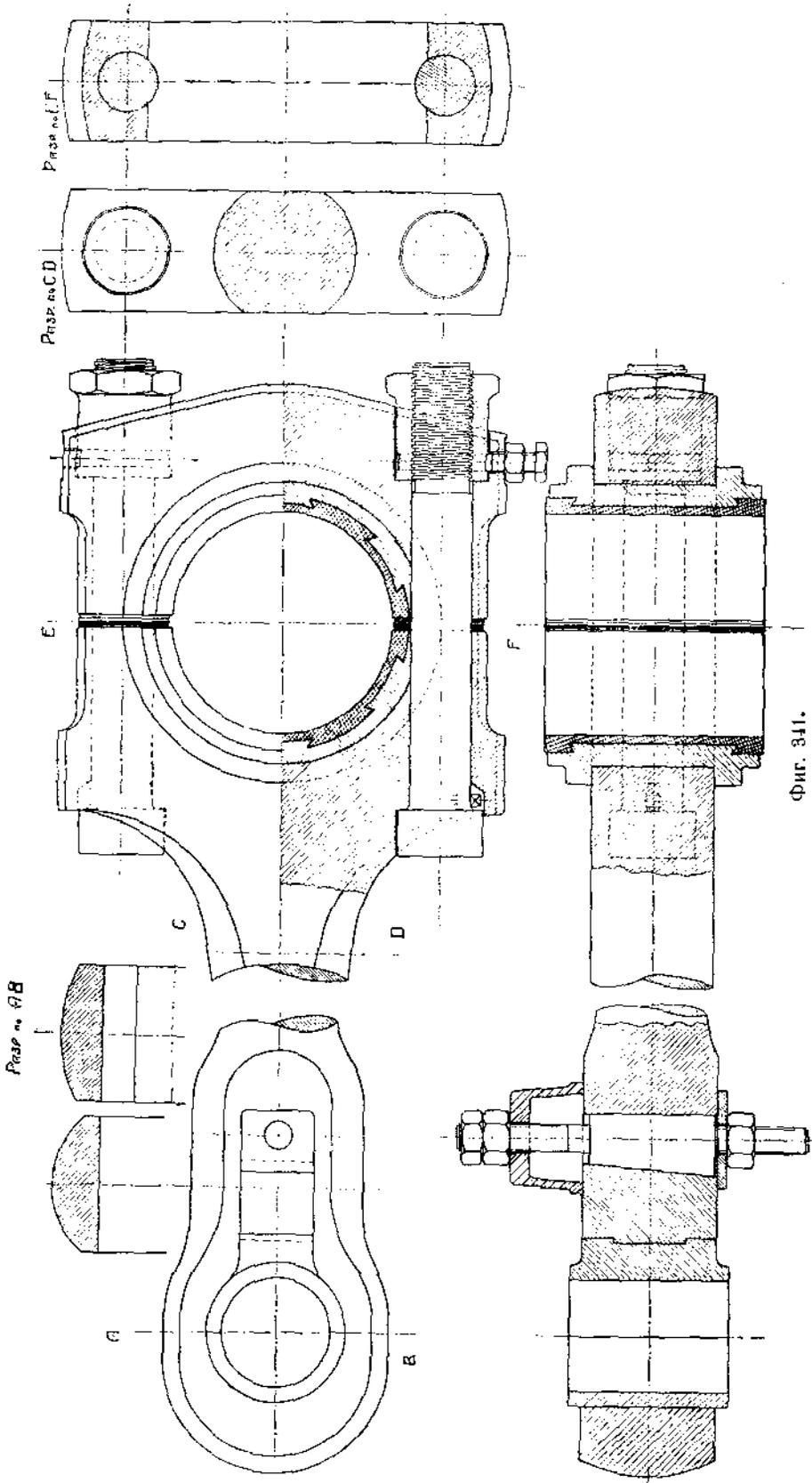
возле кривошипной головки

$$d_2 = 0,9 d_m.$$

¹⁾ На фиг. 342 показана только крейцкопфная головка.

²⁾ Бабитовая заливка вкладышей и прокладки в разрезе кривошипной головки ошибочно не заштрихованы.

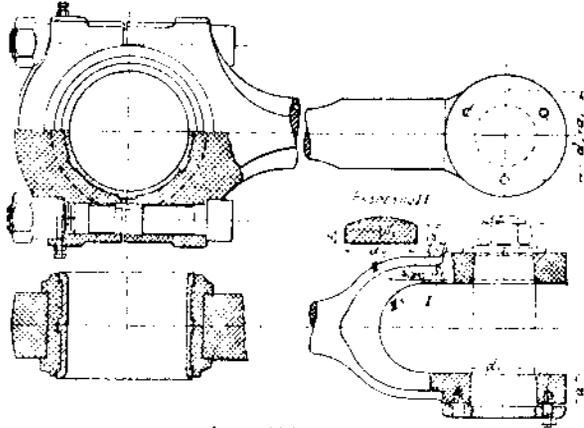
³⁾ На фиг. 343 эти прокладки не показаны; на верхней проекции этой фигуры линия, отделяющая вкладыши от тела шатуна, ошибочно проведена пунктиром.



Фиг. 341.

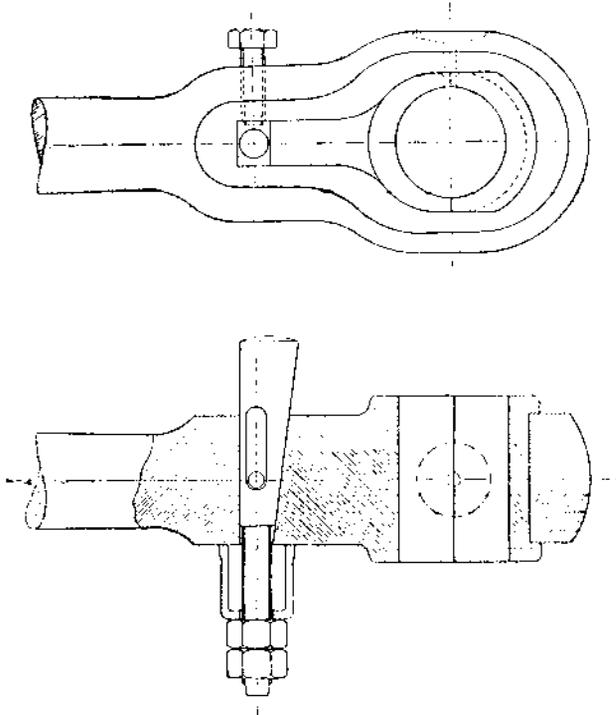
В большинстве же случаев диаметр шатуна постепенно уменьшается от кривошипа к крейцкоффу, при чем

$$\begin{aligned} d_2 &= 1,2 d_m \\ d_1 &= 0,8 d_m \end{aligned}$$



Фиг. 312.

Для прямоугольного сечения шатуна, в котором высота h равна двойной ширине b

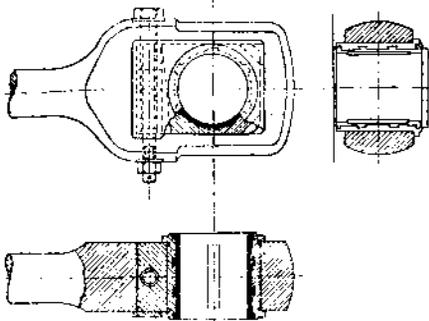


Фиг. 343.

$$J = \frac{h b^3}{12} = \frac{h^4}{96}$$

$$h = \sqrt[4]{\frac{9,6 P l^2 m}{E}} \quad (105)$$

Иногда применяют для шатунов быстроходных машин двутавровое сечение.



Фиг. 344.

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

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{f} + \left(\frac{n}{1200} \right)^2 \gamma R \frac{I^2}{W} \text{ кг см}^2 \dots (106)$$

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 $\gamma = 0,008 \text{ кг см}^3$

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{23} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 R \frac{I^2}{f} \dots (107)$$

для прямоугольного сечения

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 R \frac{I^2}{h} \dots (108)$$

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), при чем допускается напряжение k_z для стальных болтов до 600 кг см^2 .

Крышка открытой головки должна быть проверена на изгиб (см. фиг. 340):

$$0,5 P \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4} \right) \leq \frac{b s^2}{6} k_b \dots (109)$$

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 кованого железа: $k_b = 600 \text{ кг см}^2$.

Подобным же образом рассчитывается и закрытая головка шатуна (см. расчет открытого крейцкопфа на стр. 347).

Вильчатая головка шатуна (фиг. 343) проверяется в сечении I—I на растяжение силой $0,5 P$ и на изгиб моментом $0,5 P \left(\frac{a}{2} - z \right)$, где z — расстояние до центра тяжести сечения. Принимая для упрощения последнее прямоугольным $\left(z = \frac{a_m}{2} \right)$, находим суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{0,5 P}{a_2 a_m} + \frac{0,5 P \left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2} \right) 6}{a_2 a_m^2} = \frac{0,5 P}{a_2 a_m} \left[1 + 3 \left(\frac{a}{a_m} - 1 \right) \right] \dots \dots \dots (110)$$

Величина допускаемого напряжения та же, что и в формуле (109).

Сечение II—II таким же образом должно быть проверено на разрыв силой P_n (нормальной составляющей силы P) и на изгиб моментом $0,5 P l$.

Размер a_1 головки определяется из формулы¹⁾

$$0,5 P \left(\frac{d_1}{8} + a_1 \right) = \frac{a a_1^2}{6} - k_b \dots \dots \dots (111)$$

причем $k_b \leq 600 \text{ кг см}^2$.

Вкладыши крейцкопфных головок делаются обычно бронзовыми. Вкладыши кривошипных головок — бронзовыми, бронзовыми с бабитовой заливкой, наконец, стальными или чугунными (редко) с бабитовой заливкой. Толщина бронзового вкладыша (без заливки) выбирается:

$$0,1 d + 0,5 \text{ : } 1 \text{ см.}$$

Если вкладыш имеет заливку, то толщина тела вкладыша принимается:

$$0,1 d + 0,8 \text{ : } 1,5 \text{ см.}$$

толщина бабитовой заливки —

$$0,03 d + 0,2 \text{ : } 0,3 \text{ см.}$$

Во всех случаях d обозначает диаметр пальца в см.

§ 115. Кривошипный вал.

Под термином 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. 345.

Расчитаем предварительно кривошип этого вала (фиг. 346).

Длина пальца кривошипа l определяется из условий максимального допускаемого нагрева пальца, а именно

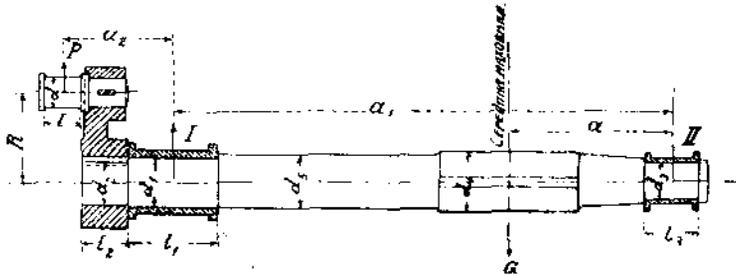
$$l \geq \frac{P_n}{\sigma} \dots \dots \dots (112)$$

¹⁾ a_1 — высота пружины для крейцкопфного болта (на фиг. 343 указан суммарный размер $d_1 + a_1$).

n — число оборотов вала,

w — эмпирический коэффициент, зависящий от допускаемого нагрева пальца, тем больший, чем меньше трение и чем значительнее отвод тепла от кривошипного подшипника.

Обычно принимают $w = 40000-90000$, но при некоторых особо благоприятных условиях можно перейти и через этот предел.



Фиг. 345.

Расчет на прочность пальца производится по уравнению

$$\frac{Pl}{2} = W k_b \cong 0,1 d^3 k_u \dots \dots \dots (113)$$

Допускается $k_b = 500 : 700 \text{ кг/см}^2$.

Удельное давление цапфы

$$k = \frac{P}{l d} \dots \dots \dots (114)$$

не должно превышать $70-75 \text{ кг/см}^2$.

Нормальный диаметр пальца кривошипа

$$d = (0,22 \dots 0,25) D;$$

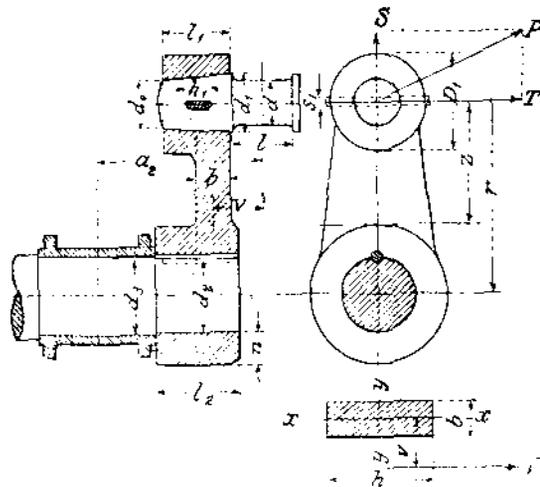
для машины Штумфа

$$d \cong 0,33 D$$

(D — диаметр парового цилиндра).

Длина пальца обычно

$$l = (1 : 1,2) d.$$



Фиг. 346.

Размеры кривошипа выбираются по следующим эмпирическим соотношениям (см. фиг. 346):

$$l_1 = (1,5 : 1,75) d; \quad h_1 = (0,3 : 0,4) l_1$$

$$s_1 = (0,2 : 0,25) d; \quad D_1 = 2 d;$$

$$\frac{d_1 - d_0}{2} = \frac{1}{25} \dots \frac{1}{15};$$

d_2 — на несколько мм. меньше d_3 . (см. ниже);

$$n = 0,4 d_2 + 1 \text{ см.};$$

$$l_2 = (1 \dots 1,25) d_2$$

Разложив силу P , действующую на кривошип, на касательную (T) и радиальную (S) составляющие, отметим, что сечение кривошипа на расстоянии r от центра пальца подвержено напряжениям:

- 1) Растягивающему (или сжимающему) — силой S .
- 2) Изгибающему — моментом $M_2 = S r$.
- 3) Изгибающему — моментом $M_1 = T r$.
- 4) Скручивающему — моментом $M_3 = T r$.

Силу T , для допущения максимальной величины ее, можно положить равной P . Пренебрегая незначительной при этом силой S и ее моментом M_2 , получим расчетное уравнение для определения размеров тела кривошипа

$$0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + M_3^2} = \frac{b h^2}{6} k_b \dots \dots \dots (115)$$

Для литой стали допускается $k_b = 600 \text{ кг/см}^2$.

Необходимо также проверить размеры кривошипа для его мертвого положения по уравнению:

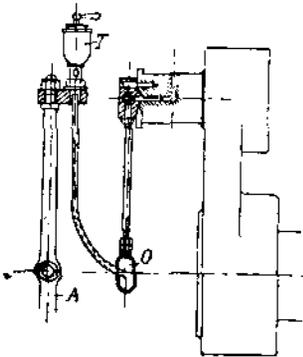
$$\frac{P r}{6 b h^2} + \frac{P}{b h} = k_b$$

$$P \left(r + \frac{b}{6} \right) = \frac{b^2 h}{6} k_b \dots \dots \dots (116)$$

Кривошип насаживается на вал или гидравлическим прессом, или нагорячо. В обоих случаях отверстие в кривошипе делается несколько меньше диаметра вала.

Кривошипный палец часто соединяется с телом кривошипа так, как это показано на фиг. 346. Конечность хвостовика при этом делается 1 : 12 ; 1 : 15. Иногда кривошип надевают нагорячо. В этом случае хвостовик пальца делается или слабо коническим (1 : 50), или цилиндрическим, при чем его диаметр в холодном состоянии должен быть в 1,002 раза больше диаметра отверстия в кривошипе.

Диаметр бунта на кривошипном пальце делается $1,2d + 0,4 \text{ см.}$, высота его $0,15d + 0,5 \text{ см.}$



Фиг. 347.

Смазка пальца кривошипа обычно устраивается согласно фиг. 347. Из масленки T , установленной на ограждении машины, масло стекает в сборник O , расположенный по оси вала. Центробежной силой масло увлекается к центру пальца кривошипа, откуда по внутреннему сверлению попадает на вкладыши.

Переходя к расчету собственно вала, определим прежде всего силы реакции в подшипниках. Действующими силами являются давление P на цапфу кривошипа и вес маховика G (натяжением ремня, если таковой имеется, пренебрегаем).

При мертвом положении кривошипа реакция в 1 подшипнике (см. фиг. 345) складывается: из горизонтальной силы

$$P_1 = P \frac{a_1 + a_2}{a_1}$$

и вертикальной

$$G_1 = G \frac{a}{a_1}$$

Результирующая обеих сил

$$R_1 = \sqrt{P_1^2 + G_1^2}$$

Для второго подшипника сила реакции

$$R_{II} = \sqrt{P_{II} + G_{II}^2}$$

где

$$P_{II} = P - P_1$$

$$G_{II} = G - G_1$$

Величина a_2 , которая могла быть лишь предварительно намечена, теперь проверяется определением длины цапфы l_1 :

$$l_1 \geq \frac{R_1 n}{\sigma} \dots \dots \dots (117)$$

Коэффициент n принимается до 30000 для бронзовых вкладышей, до 45000 для вкладышей, залитых композицией.

Диаметр цапфы рассчитывается на прочность по уравнению

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_d^2 + M_b^2} = 0,1 d_1^3 k_b \dots \dots \dots (118)$$

где: k_b — до 600 кг/см²; $M_b = P a_2$; $M_d = P R$

Удельное давление

$$k = \frac{R_1}{l_1 d_1} \dots \dots \dots (119)$$

не должно превышать 15—22 кг/см².

По конструктивным соображениям желательно иметь

$$d_1 \cong 0,4 D,$$

а для машин Штумпфа

$$d_1 \cong 0,5 D.$$

$$l_1 = (1,4 \dots 1,8) d_1.$$

Размеры цапфы подшипника II рассчитываются по аналогичным формулам:

$$l_3 \geq \frac{R_{II} n}{\sigma} \dots \dots \dots (117a)$$

$$\frac{R_{II} l_3}{2} = 0,1 d_3^3 k_b \dots \dots \dots (118a)$$

$$l_3 d_3 k = R_{II} \dots \dots \dots (119a)$$

Диаметр вала d_4 в месте установки маховика определяется по уравнению

$$0,35 M_b' + 0,65 \sqrt{M_b'^2 + M_d^2} = 0,1 d_4^3 k_b \dots \dots \dots (118b)$$

где $M_b' = R_{II} a$; $M_d = P R$.

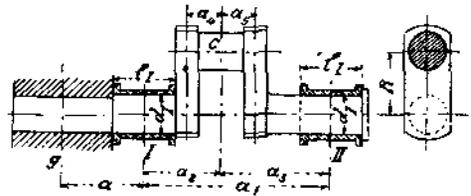
Напряжение k_b в этом сечении выбирается низкое, до 300 кг/см^2 , чтобы избежать значительного прогиба вала.

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/см^2).

§ 116. Коленчатый вал.

Коленчатые валы применяются всегда в вертикальных машинах, но иногда встречаются и в горизонтальных машинах с вильчатой рамой.

Схематическая конструкция одноколенчатого вала на двух опорах представлена на фиг. 348. Действующими силами являются давление P , передаваемое поршнем, и вес маховика G , приложенный в точке g (натяжением паса ременной передачи пренебрегаем). От этих сил получают опорные реакции в подшипниках:



Фиг. 348.

$$\text{левом (точка I): } G_I = G \frac{a + a_1}{a_1} \quad \text{и} \quad P_I = P \frac{a_2}{a_1}$$

$$\text{правом (точка II): } G_{II} = G_I - G \quad \text{и} \quad P_{II} = P - P_I$$

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.

Цапфа кривошипа c рассчитывается на крутящий момент

$$M_a = R_I R$$

и изгибающий момент

$$M_b = R_{II} a_3,$$

при чем диаметр цапфы определяется по формуле

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_a^2} = 0,1 d^3 k_b,$$

(k_b допускается до 600 кг/см^2).

Независимо от этого размера, цапфы должны удовлетворять формулам (112) и (114) предыдущего параграфа.

Для цапфы подшипника I изгибающий и крутящий моменты выражаются формулами:

$$M_b = G a; \quad M_a = P R.$$

Размеры цапфы должны быть проверены, кроме того, на удельное давление и нагревание по формулам (117) и (119).

В подшипнике II крутящий момент равен нулю, а потому и размеры его могли бы быть взяты меньшими, чем подшипника I. Однако, из конструктивных соображений оба подшипника исполняют одинаковых размеров.

Плечо кривошипа (колено) шириной b и толщиной h подвергается действию изгибающего момента

$$M_b = P R$$

и крутящего

$$M_b = R_2 (a_3 + a_4) - P a_4.$$

Размеры плеча определяются по формуле

$$0,35 M_a + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_a^2} = \frac{bh^2}{6} k_b.$$

Допускается k_b 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.

Нормальные размеры цапфы кривошипа коленчатого вала:

$$d = (0,45 : 0,55) D, \quad l = d;$$

цапфы коренного подшипника

$$d_1 = (0,45 : 0,55) D, \quad l_1 \cong 2 d_1.$$

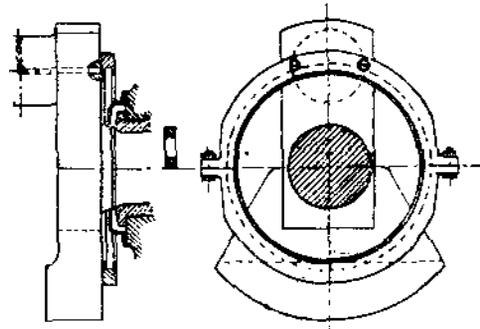
В машинах Штумфа обычно

$$d \cong 0,425 D; \quad l = 0,9 d : d;$$

$$d_1 \cong 0,425 D.$$

Смазка цапфы коленчатого кривошипа производится обычно из кольца, привинченного к колену

(фиг. 349), 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.



Фиг. 349.

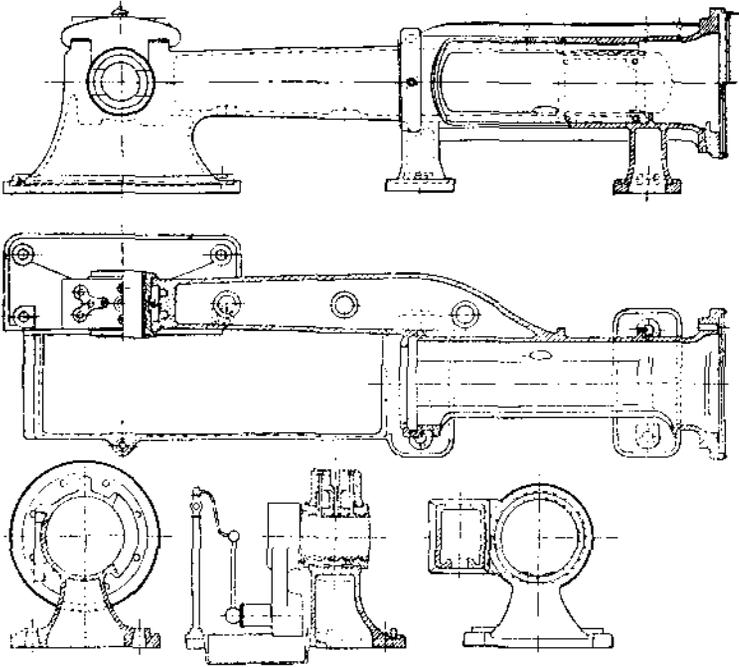
§ 117. Рама и коренные подшипники.

Конструкция байонетной рамы для кривошипного вала показана на фиг. 350.

Параллели, как обычно, имеют круглое сечение и вырезаны с одной стороны для доступа к крейцкопфу 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 железом или чугунным кожухом. Удельное давление рамы на фундамент от собственного веса и сил инерции под коренным подшипником не должно превышать 2 кг/см^2 . Фундаментные болты должны быть проверены на силы инерции, согласно указаний в § 80.

Конструкция вильчатой рамы выясняется из фиг. 351. Параллели здесь открыты с обеих сторон. Рама обладает значительной опорной поверхностью. Корыто под кривошипом отлито заодно с рамой, сверху части движения совершенно закрыты железным кожухом.

В рамках обеих конструкций придерживаются следующих размеров.

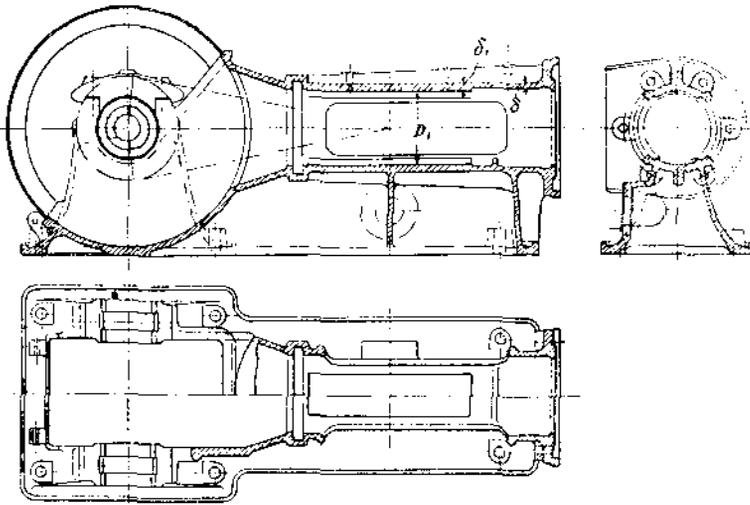


Фиг. 350.

$$D_1 = D \pm (D \div 30) \text{ мм.}$$

(D — диаметр цилиндра)

$$\delta = \frac{1}{20} D \pm 5 \text{ мм;} \quad \delta_1 = \delta \div (6 : 15) \text{ мм.}$$

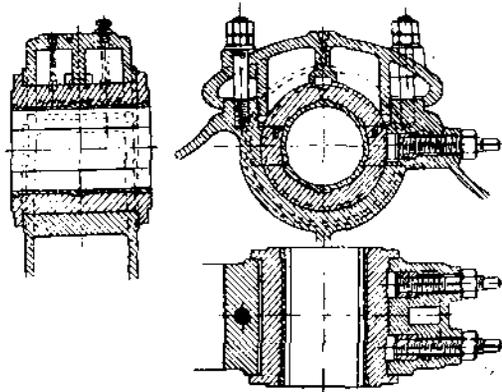


Фиг. 351.

Диаметр фундаментных болтов выбирается

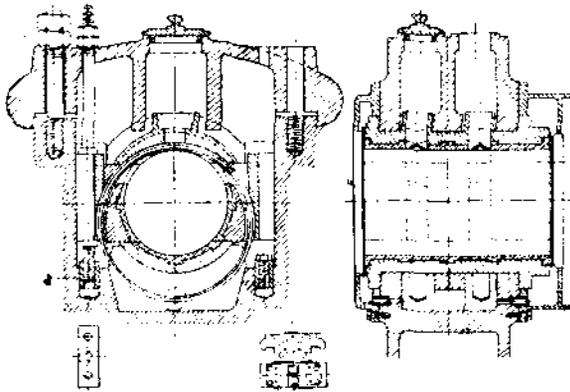
$$d_f = 0,05 D \pm 20 \text{ мм.}$$

Коренные подшипники исполняются обычно с чугунными вкладышами, залитыми баббитом. Вкладыши делаются разъемными из четырех частей. Подтяжка производится или боковыми нажимными болтами (фиг. 352) или клиньями. Пример последней конструкции с кольцевой смазкой показан на фиг. 353. Эту конструкцию в смысле возможности равномерной подтяжки вкладышей следует признать более целесообразной, чем первую.



Фиг. 352.

На фиг. 354 представлена оригинальная конструкция подшипника Герлицкого завода „Вумаг“ с залитыми в тело нижнего вкладыша железными трубками, по которым циркулирует вода. Эту конструкцию следует применять в больших быстроходных машинах, где естественное охлаждение подшипников не является достаточным и величина n в формуле (117) выходит за допускаемые пределы.



Фиг. 353.

Крышечные болты подшипников рассчитываются в горизонтальных машинах на силы инерции (см. § 80), в вертикальных — на силу, передаваемую по шатуну от давления пара.

§ 118. Маховик.

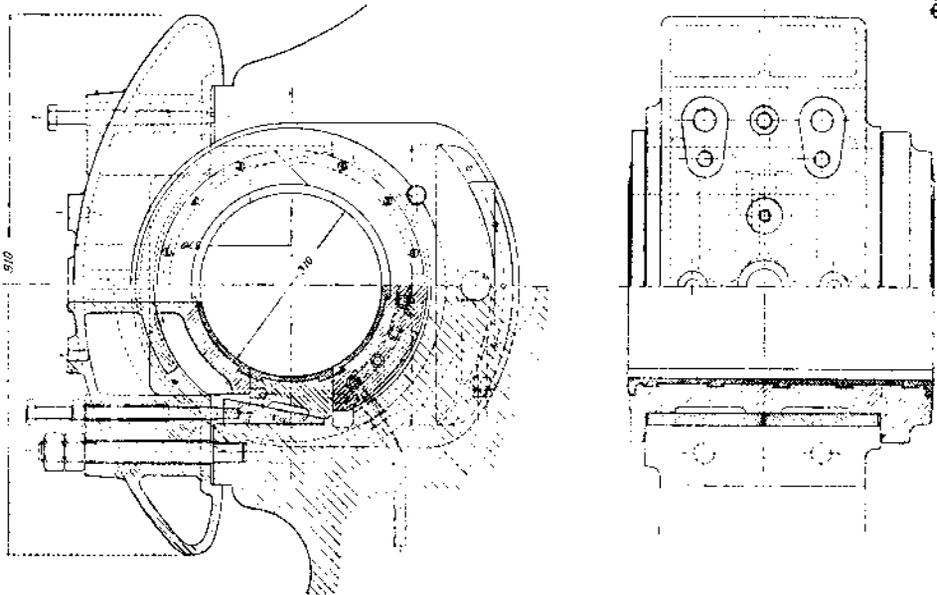
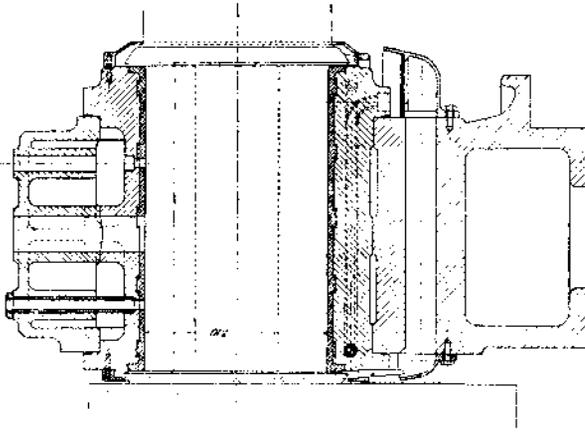
При расчете маховика на постоянство угловой скорости вращения (см. § 77) определяются: вес его G , диаметр D_k и площадь поперечного сечения обода f . Этих данных достаточно для выбора конструкции маховика и расчета его на прочность.

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 мт.). В большинстве же случаев маховики приходится делать разъемными, при чем 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. 355. Обе половины маховика скреплены друг с другом болтами на ободе и втулке; кроме того, на втулке имеются два кольца, насаженные нагорячо и стягивающие втулку.

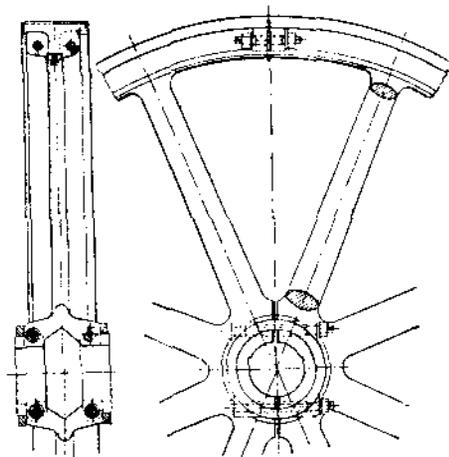


Фиг. 354.

В маховике на фиг. 356 раз'ем произведен по спице. Втулка стянута болтами, а на ободе, 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. 357. Чека, заложённая в пазы, отлитые в ободу, стягивает маховик при помощи двух клиньев. Втулка маховика при этом скрепляется по одному из вышеописанных способов.



Фиг. 355.

Напряжение в ободу маховика, рассматривая его, как свободно вращающееся кольцо,

$$\sigma_z = 0,074 v^2 \text{ кг/см}^2 \dots (120),$$

где v — окружная скорость на ободу в мт/сек.

Благодаря наличию спиц, вызывающих напряжения от изгиба, в действительности следует считать напряжение в ободу в 2—3 раза больше вышеуказанного. Для того, чтобы σ_z не превосходило 200 кг/см², принимают v не больше 30 мт/сек.

Число спиц i составляет обычно 6—8. Размеры спиц должны быть

проверены на растяжение и изгиб.

Растягивающее напряжение от центробежной силы

$$\sigma_z = \frac{G v^2}{g R_k f_0 i} \text{ кг/см}^2 \dots (121)$$

где

$$g = 9,81 \text{ мт/сек.}$$

R_k — радиус маховика (правильнее взять радиус центра тяжести обода) в мт.

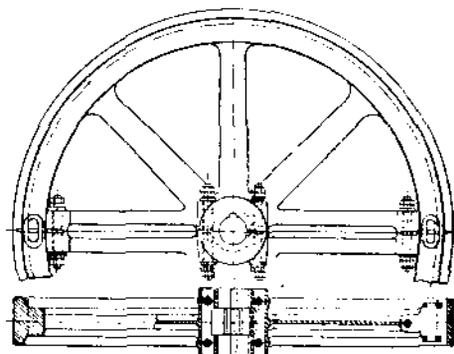
f_0 — наименьшее поперечное сечение спицы в см².

Изгибающее напряжение в спице у втулки возникает под действием момента от окружного усилия P :

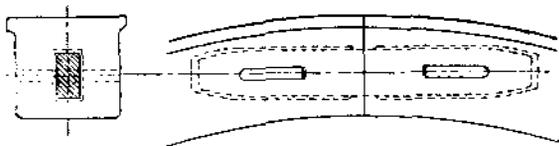
$$P = \frac{716,2 N_e}{R_k n} \text{ кг.} \dots (122)$$

(n — число оборотов).

Предполагая, что момент этой силы передается половинному числу спиц, находим



Фиг. 356.



Фиг. 357.

$$\sigma_b = \frac{2 Pl}{i W} = \frac{2,716,2 N_e l}{i R_k n W} \text{ кг/см}^2 \dots (123)$$

— длина спицы в см.

Момент сопротивления для эллиптической спицы (размеры сечения: a и b):

$$W = 0,1 a b^2 \text{ см}^3.$$

Суммарное напряжение в спице не должно превышать 150 кг/см^2 .

Болты, скрепляющие две половины обода, рассчитываются на разрыв силой Q , соответствующей напряжению в обода, но увеличенной на затяжку болтов и для надежности в 1,4 раза:

$$Q = 1,4 \cdot 0,074 v^2 f \dots \dots \dots (124)$$

Напряжение k_x в болтах допускается до 500 кг/см^2 .

При соединении чекой (фиг. 357) сила Q принимается

$$Q = 1,2 \cdot 0,074 v^2 f,$$

и чека рассчитывается на разрыв этой силой ($k_x < 500 \text{ кг/см}^2$). Клинья, удерживающие чеку, рассчитываются по силе Q на изгиб и смятие (см. стр. 346). Напряжение на смятие чугуна допускается до 600 кг/см^2 , железа — до 1000 кг/см^2 .

ЧАСТЬ VIII.

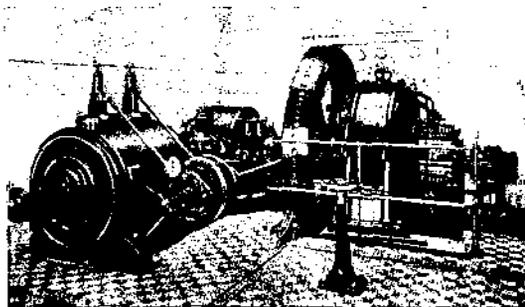
ПРИМЕРЫ ИСПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ И УСТАНОВОК ПАРОВЫХ МАШИН.

§ 119. Горизонтальные одноцилиндровые машины.

На табл. I и фиг. 358 изображена распространенная машина Лентца в исполнении завода „Ганомат“ (*Hannoversche Maschinenbau-Aktiengesellschaft*). Машина предназначена для работы с противодавлением, так что конденсатор отсутствует. Поршень снабжен контр-штоком с направляющей, прикрепленной к крышке цилиндра. Рама машины — байонетная, причем части движения наглухо закрыты железным кожухом. Под кривошипом установлено чугунное корыто. Опорные лапы цилиндра расположены у задней крышки; соответствующие им фундаментные болты поставлены наклонно. Парораспределение сист. Лентца; клапанные коробки отлиты заодно с цилиндром. Машина соединена непосредственно с электрическим генератором. Для проворачивания машины установлен электромотор, вращающий при помощи зубчатой передачи маховик. Смазка частей, находящихся под давлением пара, производится приводным смазочным прессом, остальных деталей — капельными масленками, получающими масло из сосуда, расположенного на параллелях.

Машина одной из руководящих фирм по постройке паровых машин — завода бр. Зульцер в Людвигстафене — представлена на табл. V. Цилиндр машины представляет собою весьма простую отливку. Сложную конструкцию зато имеют крышки, сквозь которые пропускается острый пар и в которых размещены оба клапана. К крышкам пришиты также лапы, которыми они опираются на фундамент. Рама машины вильчатая, поршень снабжен контр-штоком. Парораспределение принудительное по системе Зульцера; оно находится под воздействием плоского регулятора.

На таблице VI изображена прямоточная машина того же завода бр. Зульцер мощностью 420 л. с. ($D=600$ мм, $H=725$ мм, $n=150$). Как и в предыдущем типе, клапана 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 I—I виден клапан для добавочного вредного пространства. Конденсатор расположен непосредственно под цилиндром. Мокровоздушный насос приводится от коренного вала специальным кривошипом.



Фиг. 358.

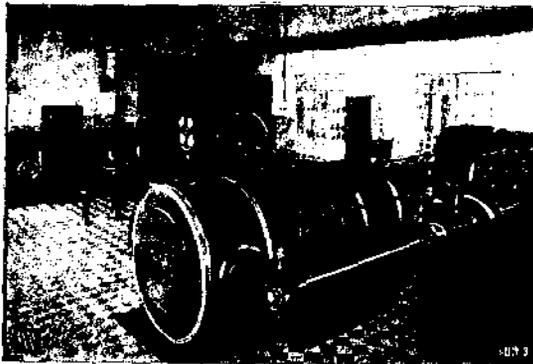
На таблице II представлена горизонтальная прямоточная машина постройки завода МАН (*Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg*).

Цилиндр машины, представляющий из себя простую отливку, опирается на фундамент двумя боковыми лапами. С параллелями цилиндра

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 клапана с горизонтальными осями штоков. Привод клапанов совершается от распределительного валика, получающего вращение от главного вала при помощи конических шестерен. На этом валу сидит эксцентрик, находящийся под воздействием регулятора Лентца. Эксцентрик приводит вспомогательный валик, от которого при помощи двух кривошипчиков и тяги получает колебания валик, опирающийся в клапанных коробках; ось этого валика составляет продолжение оси распределительного валика. При помощи качающихся кулаков и роликов осуществляется открытие и посадка клапанов. Все распределение имеет минимальное количество соединительных частей и весьма компактно. Клапана имеют солидное направление, что особенно необходимо, ввиду их горизонтального расположения.

Добавочное вредное пространство, находящееся в крышках цилиндра, автоматически приключается при работе на атмосферу. Клапана t снабжены поршеньками g , находящимися с одной стороны под давлением атмосферы, а с другой стороны под давлением в конденсаторе, так как внутренние полости соответствующих цилиндров соединены трубками m с выпускной полостью парового цилиндра. Если машина начинает выпускать пар в атмосферу, давление под поршеньком g возрастает и открывает клапан t .



Фиг. 350.

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 двойным мокрим воздухом 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 капельными масленками из общего сосуда, расположенного сверху на параллелях.

На фиг. 359 дана фотография двух машин описанной конструкции.

Типичным примером машины Штумфа может служить изображенная на фиг. 179 (стр. 188) горизонтальная машина (постройки завода *Vormeister, Wain* в Копенгагене). Цилиндр и крышки этой машины представлены на фиг. 318 и 319 (стр. 333), а клапанная коробка на фиг. 180 (стр. 189). 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, поддерживающих цилиндр, но не препятствующих его свободному расширению от нагрева.

§ 120. Вертикальные одноцилиндровые машины.

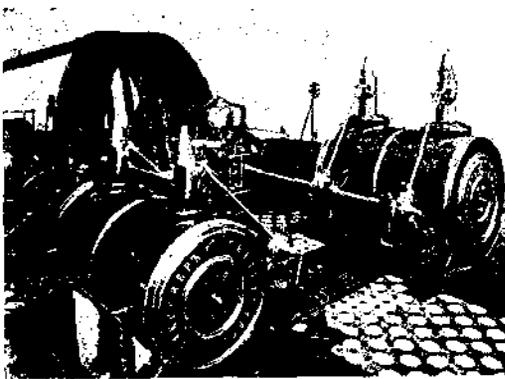
Этот тип машин особенно распространен в установках небольшой мощности. Обычно машины эти выполняются быстроходными.

На табл. III представлена вертикальная одноцилиндровая машина, работающая на атмосферу и соединенная непосредственно с динамомашинной. Рама и колонны машины образуют цельную отливку. 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 впуском (подобно золотнику Трика), управляемым плоским регулятором. Впуск пара внутренний через клапан, расположенный с правой стороны. Слева на той же проекции видна выпускная труба. Роль маховика выполняет ротор динамомашинной. Смазка цилиндра и золотника осуществляется смазочным прессом („моллерупом“), видимым на боковой проекции слева. Остальные части движения получают масло из капельных масленок Шарко.

Изображенная на фиг. 195 (стр. 199) вертикальная машина Штумпфа развивает мощность 30 л. с. при 400 оборотах в минуту. 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.

§ 121. Горизонтальные машины двойного расширения.

Общий вид установки горизонтальной машины компануд показан на табл. VII (завода б. Лесснера в Ленинграде).



Фиг. 360.

Машина снабжена клапанным распределением Кольмана и работает на конденсатор смешения. Мокровоздушный насос приводится от вспомогательного кривошипа на коренном валу. Маховик помещается между цилиндрами. Из поперечного разреза установки ясно видно расположение паропроводов, в том числе и ресивера. Фотография машины приведена на фиг. 360.

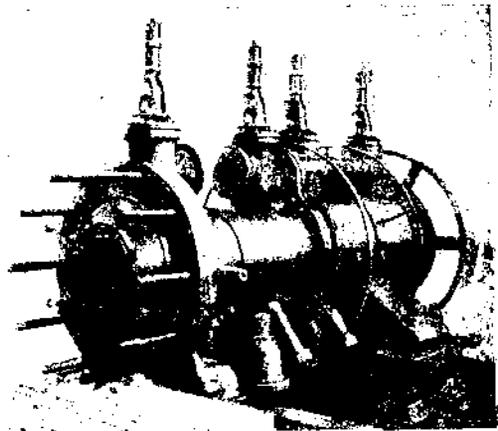
Горизонтальная тандем-машина (завода МАН) с промежуточным отбором пара представлена на табл. IX. Парораспределение этой машины — клапанное сист. Лентца, при чем степень наполнения ц. в. д. устанавливается центробежным (плоским) регулятором, а ц. н. д. — регулятором давления (см. § 109).

Поршни машины снабжены контр-штоком и направляющей ползушкой между цилиндрами. Машина опирается на фундамент вильчатой рамой, лапами соединительного фонаря и задней ползушкой. Цилиндры же находятся на весу. Конденсационный насос приводится от вспомогательного кривошипа так же, как и на табл. II. Фотография машины мощностью 800 л. с. представлена на фиг. 313.

Особый интерес представляет собою машина тандем короткого типа сист. Лентца. На табл. IV изображена такая машина постройки завода Ганомар. 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 (см. фиг. 326) 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 клапана в ресивер, представляющий из себя полость в отливке цилиндров. В большой цилиндр пар поступает через верхние клапана и удаляется в конденсатор через нижние. Короткий шатун способствует компактности машины, фотография которой приведена на той же таблице.

На фиг. 361 представлена фотография необшитых цилиндров (в период сборки) такой же машины, но с отдельно отлитыми цилиндрами. Из фотографии видно соединение цилиндров, клапанные коробки, приливы для индикаторов и для продувательных кранов. Чертеж цилиндров приведен на фиг. 321.



Фиг. 361.

08-1590.

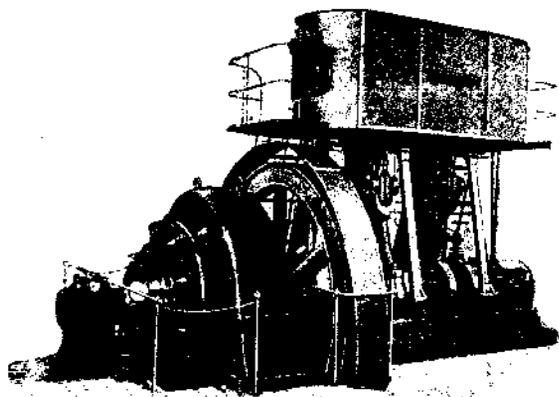
§ 122. Вертикальные машины компаунд.

Быстроходная машина этого типа представлена на табл. VIII. 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, при чем золотник малого цилиндра управляется плоским регулятором. Цилиндр высокого давления снабжен паровой рубашкой, обогреваемой острым паром. Впуск пара в этот цилиндр — внутренний, в ц. н. д. — внешний. Золотниковые скалки прикрыты чугунными кожухами, так что машина не имеет видимых движущихся частей.

Изображенная на табл. X вертикальная машина компаунд имеет клапанное распределение сист. Лентца (см. § 64) на малом цилиндре и

цилиндрический золотник Трика на большом цилиндре. Машина работает с конденсацией, причем вертикальный мокровоздушный насос расположен



Фиг. 362.

ниже машины и приводится от эксцентрика на коренном валу. В отличие от этой конструкции часто насос приводят от кресткопфа 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 сист. Лентца. Сальники — с набивкой из чугунных колец Лентца (по фиг. 326). Фотография подобной же машины, но с клапаным распределением на обоих цилиндрах представлена на фиг. 362.



57-200