

В. В. Фармаковскій

Профессоръ Кіевскаго Политехническаго Института
ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА II.

МАШИНОВѢДѢНІЕ

Машины-двигатели и силовыя станціи.

Паровые котлы, паровыя машины и турбины, двигатели
внутренняго сгорания и гидравлическіе.

Съ 258 фигурами въ текстѣ и 12 таблицами.

Руководство для высшихъ и среднихъ техническихъ учебныхъ заведеній.

Книгоиздательство „СОТРУДНИКЪ“.

ПЕТРОГРАДЪ—КІЕВЪ.

1915

Предисловіе.

Выпускаемый курсъ „Машиновѣдѣнія“ предназначенъ, главнымъ образомъ, для изученія принциповъ устройства и дѣйствія главнѣйшихъ машинъ г.г. студентами, не избравшими своей спеціальностью прикладную механику (т. е. посвятившими себя инженерно-строительной, химической или коммерческо-технической дѣятельности). Въ силу этого курсъ изложенъ по возможности кратко и всѣ подробности конструктивнаго и расчетнаго характера выдѣлены, въ болѣе мелкій шрифтъ, что дѣлаетъ возможнымъ чтеніе книги лицамъ съ самой элементарной подготовкой. Для достиженія наибольшей доступности книга очень богато иллюстрирована чертежами, схемами и автотипіями, объясняющими исключительно принципиальную сторону дѣла.

Такое изложеніе „Машиновѣдѣнія“ даетъ надежду автору сдѣлать свой курсъ полезнымъ не только г.г. студентамъ и учащимся въ техническихъ школахъ, но доступнымъ и для самообразованія.

Въ общеобразовательномъ смыслѣ „Машиновѣдѣніе“ тѣсно примыкаетъ къ изученію физики и является естественнымъ продолженіемъ и практическимъ приложеніемъ этого курса.

Профессоръ В. В. Фармаковскій.

Оглавленіе.

Глава I. Введеніе	1—14
§ 1. Понятіе о машинахъ и ихъ назначеніи. § 2. Машины-двигатели и машины-орудія. Трансмиссіи. § 3. Использование машинными-двигателями разныхъ видовъ энергіи. Мощность двигателей. § 4. Краткій историческій обзоръ использования энергіи разныхъ видовъ машинами. § 5. Треніе и его законы. Треніе въ машинахъ, коэффициентъ полезнаго механическаго дѣйствія. § 6. Обращеніе теплоты въ работу и обратно. § 7. Потери теплоты въ тепловыхъ машинахъ и ихъ тепловой балансъ. § 8. Свойства насыщенныхъ и перегрѣтыхъ паровъ воды.	
Глава II. Паровые котлы	15—50
§. 9. Понятіе о паросиловыхъ установкахъ. § 10. Простѣйшая форма котла—цилиндрической котель. § 11. Арматура паровыхъ котловъ. § 12. Баттарейные котлы. Котлы съ кипячильниками и подогревателями. § 13. Котлы съ жаровыми трубами и съ дымогарными трубками. § 14. Водотрубные паровые котлы. § 15. Топливо и его горѣніе въ топкѣ. § 16. Возбужденіе тяги воздуха и регулированіе ея. § 17. Особенности топкохъ по роду топлива § 18. Вездымное горѣніе и его достиженіе. § 19. Полезное дѣйствіе котловъ. Экономайзеры. § 20. Пароперегрѣватели. § 21. Взрывы паровыхъ котловъ. § 22. Надзоръ за котлами. § 23. Паропроводы. § 24. Элементарный расчетъ главныхъ размѣровъ парового котла.	
Глава III. Поршневыя паровыя машины	51—96
§ 25. Принципъ дѣйствія паровой машины. § 26. Графическое изображеніе процесса въ паровомъ цилиндрѣ. § 27. Работа расширеніемъ пара (принципъ Уатта). § 28. Выгодность конденсаціи. § 29. Идеальная и практическая діаграммы. § 30. Тепловое, механическое и экономическое полезное дѣйствіе машины. § 31. Механизмъ поршня, шатуна и кривошипа. § 32. Законы кривошипной передачи. § 33. Распредѣленіе пара простымъ золотникомъ. § 34. Золотникъ съ перекрышами и угломъ опереженія. § 35. Механизмъ эксцентрика и уравненіе движенія золотника. § 36. Золотниковая діаграмма Цейнера. § 37. Двойные золотники. § 38. Золотники съ двойнымъ впусккомъ. § 39. Уравновѣшенные золотники. § 40. Понятіе о	

распределении пара кранами. § 41. Парораспределение клапанами. § 42. Типы клапанных парораспределений. § 43. Теоретический расход пара паровыми машинами и потери пара. § 44. Меры против начальной конденсации. § 45. Главные типы паровых машин. § 46. Элементарный расчет одноцилиндровой паровой машины.

Глава IV. Паровые турбины 97—125

§ 47. Принцип действия паровых турбин и прототипы турбин. § 48. Критическое давление и критическая скорость пара. § 49. Сопло де-Лавалья. § 50. Величина скорости истечения пара из сопла Лавалья. § 51. Активный и реактивный принципы. § 52. Наиболее выгодная скорость на окружности турбинного диска. § 53. Наиболее выгодное число оборотов вала активных и реактивных турбин. § 54. Ступени давления Парсонса. § 55. Ступени скорости Кёртиса. § 56. Расход пара турбинами и потери в паровой турбине. § 57. Выгодность конденсации и перегрева пара. § 58. Конструктивные типы турбин. § 59. Активная турбина Лавалья без ступеней скорости и давления. § 60. Активные турбины со ступенями давления. § 61. Активные турбины со ступенями скорости. § 62. Активные турбины со ступенями давления и скорости. § 63. Активно-реактивные турбины со ступенями давления. § 64. Использование турбинами пара низкого давления. § 65. Понятие о турбинах трения. § 66. Важнейшие конструктивные детали паровых турбин.

Глава V. Конденсация паровых двигателей 126—146

§ 67. Общее устройство конденсационных установок. § 68. Конденсаторы смешения. § 69. Поверхностные холодильники. § 70. Области применения конденсации смешения и поверхностной. § 71. Мокрые воздушные насосы. § 72. Насосы для охлаждающей воды. § 73. Насосы для откачивания воздуха. § 74. Устройства, объединяющие конденсатор смешения, и насосы: струйная конденсация. § 75. Повторное охлаждение воды для конденсации. § 76. Общее расположение конденсационных устройств. Центральная конденсация. § 77. Очистка отработанного пара и конденсата от масла. § 78. Работа насосов и польза, приносимая конденсацией.

Глава VI. Двигатели внутреннего сгорания 147—189

§ 79. Принцип действия двигателей внутреннего сгорания. § 80. Цикль Отто (мгновенное горение; четырехтактный цикл). § 81. Полезное действие машин Отто. § 82. Топливо для двигателей Отто: свѣтильный и силовой газы. § 83. Устройство генераторов силового газа. § 84. Общее устройство двигателя Отто. § 85. Газораспределение (с кулачными выступами). § 86. Уплотнения. § 87. Воспламенение смеси в цилиндрѣ. § 88. Охлаждение двигателя. § 89. Глушители шума. § 90. Жидкое топливо для машин, работающих по принципу Отто. § 91. Особенности двигателя Отто при жидком топливѣ: корбураторы. § 92. Двухтактный цикл с мгновенным горением. § 93. Пример устройства двухтактного двигателя. § 94. Четырехтактный цикл Дизеля. (Горение при постоянном давлении, длительное горение). § 95. Двухтактный цикл

Дизеля. § 96. Общее описание устройства четырехтактного двигателя Дизеля. § 97. Общее описание двухтактного двигателя Дизеля. § 98. Главные детали двигателей Дизеля. § 99. Особенности двигателей внутреннего сгорания по роду службы. § 100. Понятие о турбинах внутреннего сгорания.

Глава VII. Гидравлические двигатели 190—216

§ 101. Энергия воды. § 102. Полезное действие гидравлических двигателей. § 103. Определение теоретической мощности L источника в натуре. § 104. Классификация гидравлических двигателей. § 105. Верхненаливное колесо. § 106. Пошвенное колесо (подливное колесо). § 107. Средненаливные колеса (с направляющей решеткой). § 108. Среднебойное колесо (колесо с водосливом). § 109. Основные расчетные данные для построения водяных колес. § 110. Классификация водяных турбин. § 111. Всаивающая труба. § 112. Общие правила очертания лопаток турбины и направляющего аппарата. § 113. Описание турбины Френсиса. § 114. Струйная турбина (колесо) Пельтона. § 115. Турбина Жонваля (с избытком давления). § 116. Турбина Жирара (струйная турбина). § 117. Турбина Фурнейрона. § 118. Сравнение турбин и колес. § 119. Принцип действия вбрызгов. § 120. Обыкновенный вбрызг. § 121. Усовершенствованные (американские) вбрызги. § 122. Условия работы и мощность вбрызгов.

Глава VIII. Регулирование силовых машин 217—247

123. Общий взгляд на задачу регулирования машин. А. Поддержание постоянства угловой скорости ω . (Регулирование периодических колебаний величины движущей силы). § 124. Влияние кривошипно-шатунной передачи на величину движущей силы. § 125. Степень допускаемой неравномерности вращения вала. Мера инертности маховика. § 126. Тангенциальная диаграмма. § 127. Расчет маховика. § 128. Влияние сил инерции и собственного веса движущихся частей. § 129. Тангенциальные диаграммы двигателей внутреннего сгорания. § 130. Тангенциальные диаграммы многоцилиндровых двигателей. § 131. Конструкция маховиков. В. Поддержание постоянства числа оборотов машины в минуту (n). (Регулирование случайных изменений величины нагрузки). § 132. Общая характеристика задачи. § 133. Регулирование паровых машин и турбин. § 134. Регулирование двигателей внутреннего сгорания. § 135. Регулирование водных двигателей. § 136. Регулятор или тахометр. § 137. Сервомотор. § 138. Регуляторы безопасности. § 139. Регулирование вбрызгов.

Глава IX. Определение мощности силовых станций 248—263

§ 140. Общий взгляд на задачу. § 141. Индикаторная мощность поршневых машин. § 142. Принцип устройства и действия индикатора. § 143. Определение p_i из индикаторной диаграммы. § 144. Существенные дефекты, обнаруживаемые индикатором. § 145. Определение действительной (полезной) мощности помощью индикатора. § 146. Измерение полезной мощности помощью нажима Прони или ленточного тормоза. § 147. Измерение полезной мощности машин помощью вер-

вочнаго тормазы. § 148. Электрическое опредѣленіе полезной мощности машинъ. § 149. Опредѣленіе коэффициента механическаго полезнаго дѣйствія машины и расхода топлива въ 1 дѣйств. лошади. силу-часъ. § 150. Опредѣленіе коэффициента использованія тепла (экономическаго коэффициента).

Глава X. Силовыя станціи 264—303

§ 151. Понятіе о силовыхъ станціяхъ. А. Особенности силовыхъ машинъ въ эксплуатаціи. § 152. Пускъ двигателей въ ходъ. § 153. Измѣненіе числа оборотовъ. § 154. Перегрузка (форсированіе) машинъ. § 155. Расходъ тепловыми двигателями топлива. § 156. Расходъ топлива на испытаніяхъ и въ дѣйствительной эксплуатаціи. § 157. Использование отработанной теплоты двигателей. § 158. Особенности вододѣйствующихъ установокъ. § 159. Значеніе электрическихъ аккумуляторовъ. В. Стоимость единицы энергіи, вырабатываемой двигателемъ. § 160. Общая формула для вычисленія стоимости энергіи. § 161. Строительная стоимость зданій станціи и ихъ амортизація и ремонтъ. § 162. § 163. Стоимость питательной воды. С. Описаніе общаго расположенія силовыхъ установокъ. § 164. Паросиловыя установки съ поршневыми машинами и турбинами. § 165. Силовыя станціи съ паровыми локомотивами. § 166. Станціи съ двигателями внутреннего сгоранія. § 167. Сельскохозяйственныя подвижныя силовыя станціи (локомотивы).

Приложеніе. Нормы для испытанія паровыхъ котловъ и машинъ 304—310

Введеніе. Предметъ изслѣдованій. Число и продолжительность испытанія. Выполненіе гарантій. Единицы мѣръ и вѣса. Данныя, выраженные въ такъ называемыхъ номинальныхъ силахъ, совершенно недопустимы. Веденіе испытаній. Испытаніе парового котла. Испытаніе паровой машины. Испытаніе электрическихъ машинъ.

Объясненія къ таблицамъ.

Таблица I (къ главѣ II). Судовая котельная установка изъ котловъ Ярроу.

Котлы изображены въ собранномъ видѣ, съ дымовыми кожухами и дымоходами изъ листовой стали. На верхнихъ барабанахъ котловъ хорошо видна арматура и очистные люки; люки, кромѣ того, видны и на нижнихъ боковыхъ коллекторахъ. Широкая топка каждаго котла снабжена тремя топочными дверцами.

Таблица II (къ главѣ III). Паровая машина системы тандемъ-компаундъ короткаго типа съ клапаннымъ парораспределеніемъ системы Лентца, постройки Ганноверскаго завода (бывш. Эггесторфъ).

Верхнее изображеніе представляетъ видъ машины со стороны впускнаго клапана на паропроводѣ, маховичекъ котораго виденъ сбоку на цилиндрѣ. Наверху цилиндра видны 4 колонки клапановъ, по 2 для цилиндра; оба цилиндра скрыты подъ общей обшивкой. Съ правой стороны видно устройство рамы (байонетной) шатуна, смазки пальца кривошипа, маховика.

Нижнее изображеніе представляетъ видъ на ту-же машину со стороны распределительнаго валика. Хорошо виденъ главный валъ машины съ маховикомъ, распределительный валикъ, эксцентрики, ихъ тяги и передача качающимся пальцемъ на клапаны. Между крайними лѣвыми эксцентриками для впускныхъ клапановъ (диал. выс. давл.) сидитъ плоскій регуляторъ, вліяющій на степень наполненія цилиндра высокаго давленія.

Таблица III (къ главѣ IV). Паровая активно-реактивная турбина завода Зульцера.

На верхнемъ изображеніи турбина въ совершенно собранномъ видѣ со всей арматурой; справа отъ турбины на продолженіи ея вала генераторъ тока (динамо).

На нижнемъ изображеніи только сама турбина со святой верхней половинкой кожуха. Хорошо виденъ валъ турбины съ лѣвой стороны, заканчивающійся фланцемъ для присоединенія къ валу динамо. На валу насажень большого діаметра активный дискъ съ лопатками, а далѣе, налѣво отъ него барабанъ реактивной части турбины, на которомъ видно 34 ряда лопатокъ (34 ступени давленія). На плоскости разѣма кожуха видны шпильки для укрѣпленія верхней половинки кожуха.

Таблица IV (къ главѣ VI). Газогенераторная установка.

На таблицѣ изображенъ вѣншній видъ установки. Начиная съ лѣвой стороны изображены: приводный ручной вентиляторъ для задуванія генератора, газовый генераторъ, трубопроводъ съ отвѣтвленіемъ на атмосферу, скрубберъ, труба и накопецъ, сухой очиститель.

Таблица V (къ главѣ VI). Газовый двигатель системы Отто.

На таблицѣ изображенъ наружный видъ четырехтактнаго газоваго двигателя Отто. Вдоль машины внизу идетъ распределительный валъ, получающій движеніе черезъ червячную передачу отъ главнаго вала (справа). На распределительномъ валу виденъ большой эксцентрикъ, отъ котораго работаетъ верхній впускной клапанъ и нижній выпускной (передача на таблицѣ не видна). Около эксцентрика регуляторъ

(вертикальный, сист. Гартунга), влияющий на впускной клапанъ. Стѣва у крышки цилиндра видна магнето-машина для зажигания и приводъ отъ распредѣлительнаго валика къ запалу. Около середины машины на колонкѣ стоитъ смазочный прессъ системы Лентца. Сзади виденъ тяжелый маховикъ.

Таблица VII (къ главѣ VIII). Маховикъ - шкивъ для паровой машины.

На таблицѣ изображена паровая машина компаундъ съ клапанымъ парораспредѣленіемъ (съ катящимся рычагомъ). Машина снабжена тяжелымъ маховикомъ съ широкимъ ободомъ, въ которомъ проточены канавки для канатовъ канатной передачи на машины-орудія. Вслѣдствіе большой ширины шкива-маховика онъ снабженъ двумя рядами спицъ.

Таблица VIII (къ главѣ X). Котельная установка паросиловой станціи, состоящая изъ Ланкаширскихъ котловъ.

На таблицѣ можно видѣть обмуровку котловъ, арматуру на переднихъ днищахъ, топочныя дверцы (по 2 на котелъ), приводы (рычаги и тросъ) къ регистрамъ, паропроводы. На заднемъ планѣ возвышается кладка экономайзера Грина, надъ которой видна часть механизма скребковъ для очистки экономайзера. На первомъ планѣ ручныя, поворотныя вагонетки для подачи угля со склада; вагонетки движутся по рельсовому пути; второй путь служитъ для откатки порожнихъ вагонетокъ. Зданіе котельной несгораемое, перекрытіе изъ желѣзо-бетона.

Таблица VIIIa (къ главѣ X). Котельная съ механическимъ отопленіемъ.

Котельная состоитъ изъ водотрубныхъ котловъ Штейнмюллера съ механическими топками съ движущимися колосниковыми рѣшетками. Запасы угля находятся во 2-мъ этажѣ, при чемъ уголь черезъ особыя отверстія попадаетъ въ питательныя трубы, которыя подводятъ уголь къ закромамъ механическихъ толковъ. Эти отверстія въ угольныхъ ящикахъ открываются помощью цѣпныхъ приводовъ съ пола кочегарки.

Таблица IX (къ главѣ X). Машинный залъ паросиловой станціи.

Станція оборудована пятью поршневыми паровыми машинами тройного расширения, съ 4-мя цилиндрами каждая (два цилиндра низкаго давленія, одинъ средняго и одинъ высокаго давленія). Машины работают на генераторы электрическаго тока, роторы которыхъ одновременно служатъ маховиками для машинъ. На балконицѣ около боковой стѣвы видны распредѣлительныя доски съ электрическими приборами. Залъ оборудованъ мостовымъ краномъ (виденъ въ заднемъ концѣ зала) для монтажныхъ и ремонтныхъ работъ, который обслуживаетъ весь залъ. Мощность изображенной станціи около 20000 лощ. силъ. Конденсаціонныя устройства помѣщены въ подвалѣ.

Таблица X (къ главѣ X). Промышленный локомотивъ завода „Баденія“ съ машиною Штумпфа, пароперегрѣвателемъ, подогревателемъ питательной воды и конденсаціей.

На таблицѣ представленъ наружный видъ локомотива. Внизу локомотивнаго типа котелъ, установленный на фундаментѣ. На лобовой стѣнкѣ котла (днище) видны арматура и топочная дверца. На спинѣ котла укрѣпленъ прямоточный паровой цилиндръ съ клапанымъ распредѣленіемъ Штумпфа. Рама машины вильчатой формы. Подшипники главнаго вала укрѣплены на спинѣ котла. Маховикъ сидитъ снаружи кореннаго подшипника, при чемъ на маховикѣ монтированъ плоскій осевой регуляторъ Штумпфа. Отъ цилиндра отходитъ паросходящая труба и присоединяется къ подогревателю питательной воды (ящичной формы). Ниже подогревателя тройной клапанъ для направленія отработаннаго пара или въ атмосферу (черезъ колѣно), или въ конденсаторъ смѣшенія (непосредственно внизу). Охлаждающая вода всасывается въ конденсаторъ черезъ трубу, примыкающую съ лѣвой стороны, на которой находится регулирующий кранъ. Смѣсь конденсата съ водой отво-

дится по трубѣ справа къ мокрому воздушному насосу, который дѣйствуетъ отъ кривошипа на главномъ валу. Отъ того же привода работаетъ питательный насосъ для котла, который гонитъ питательную воду въ подогреватель (трубка малаго діаметра), а изъ него къ питательному клапану котла. Вторымъ питательнымъ приборомъ служитъ инжекторъ.

Таблица XI (къ главѣ X). Сельско-хозяйственный локомотивъ завода Вольфа.

Локомотивный котелъ поставленъ на колесный ходъ. Машина простого дѣйствія съ выпускомъ отработаннаго пара черезъ двѣ трубы къ подогревателю питательной воды, а оттуда по длинной горизонтальной трубѣ въ дымовую коробку котла, чѣмъ возбуждается тяга воздуха въ топку. Питательная вода засасывается по вертикальной трубѣ (сзади задняго колеса) насосомъ, работающимъ отъ эксцентрика на главномъ валу, и гонится имъ сквозь подогреватель въ питательный клапанъ котла. Дымовая труба для удобства транспорта откидывается на шарнирѣ въ горизонтальное положеніе.

Таблица XII (къ главѣ X). Гидро-электрическая силовая станція.

Вода подъ сильнымъ напоромъ поступаетъ по трубамъ большого діаметра къ ряду горизонтальныхъ сдвоенныхъ турбинъ системы Френсиса (для большого числа оборотовъ). Валъ турбины помощью эластичной муфты связанъ съ валомъ электрическаго генератора, ось котораго составляетъ продолженіе оси турбины. Спереди турбины (справа отъ муфты) виденъ регуляторъ (тахометръ), приводимый во вращеніе отъ главнаго вала. Тахометръ снабженъ маслянымъ сервомоторомъ, который помощью наклоннаго рычага дѣйствуетъ на регулирующіе органы направляющаго аппарата турбины. Масло высокаго давленія для сервомотора получается отъ приводнаго компрессора, стоящаго справа отъ турбины. Машинный залъ обслуживается мостовымъ краномъ, виднымъ на изображеніи въ глубинѣ зала.

Опечатки и исправленія.

Стр.:	Строка:	Напечатано:	Должно быть:
5	8 снизу	f	f_2
5	7 снизу	$f = 0,005$	$f_2 = 0,005 \text{ (cm)}$
11	8 снизу	послѣ $i = \lambda - A\rho v$ вставить:	(первоначальный объем воды v_0 , равный 0,001 cbm, принять для простоты = 0)
31	передъ 2-й снизу	вставить подзаголо- вокъ:	d) Котлы съ верти- кальными трубками.
56	2 сверху	$\rho v = \text{const.}$	$\rho v^{1,135} = \text{const.}$ (для сухо- го насыщ. пара)
82	25 сверху	$akg = [(\sigma + \varepsilon) \gamma_1 +$ $+ (\sigma + \varepsilon_c) \gamma_2] v$	$akg = [(\sigma + \varepsilon) \gamma_1 -$ $- (\sigma + \varepsilon_c) \gamma_2] v$
101	5 снизу (крупный шрифтъ)	скрытой теплоты	скрытой внутренней теплоты
101	Примѣчаніе **)	$i_1 = 666$	$i_1 = 619$
101	„ „	$i_3 = q + (1 - x) r =$ $= 45,7 + 0,8.570 \infty$ $\infty 500$	$i_3 = q + (1 - x) r =$ $= 45,7 + 0,8.535 \infty$ $\infty 473$
109	15 снизу	теплотѣ	теплосодержанію
111	8 сверху	λ_{p_1}	i_{p_1}
111	14 сверху	теплоты	теплосодержанія
236	5 сверху	A	$\frac{1}{A}$
236	6 сверху	$A = 427$	$\frac{1}{A} = 427$

Глава I. — Введение.

§ 1. Понятіе о машинахъ и ихъ назначеніи.

Когда мы поднимаемъ какой-либо грузъ P kg на высоту h metr., то мы совершаемъ работу Ph kg. m. Ту же самую механическую работу Ph kg. m мы можемъ совершить, поднявъ грузъ P_1 kg на высоту h_1 metr., если только осуществлено условіе, что $Ph = P_1h_1$. Очевидно, что мы можемъ использовать этотъ законъ для совершенія большой механической работы Ph помощью малаго усилія P_1 , путь точки приложенія котораго однако будетъ соотвѣтственно великъ (h_1). Работа подъема груза можетъ быть, напр., совершена рычагомъ перваго рода, при чемъ поднимаемый грузъ P будетъ расположенъ на маломъ плечѣ, а движущее усиліе на большомъ плечѣ рычага. Подобнаго рода орудія для совершенія большой механической работы помощью малой силы называются машинами. Назначеніе же машинъ—совершеніе механической работы. Въ зависимости отъ сложности машинъ различаютъ машины простыя и сложныя. Простыя машины разсматриваются въ физикѣ и механикѣ (это суть: рычаги 1-го и 2-го рода, блокъ, воротъ, зубчатые колеса, наклонная плоскость, клинъ, винтъ и гайка). Сложныя машины, составляющія предметъ нашего курса, являются комбинаціей многихъ простыхъ машинъ, напр.: лебедка подъемнаго крана представляетъ комбинацію изъ ворота, зубчатыхъ колесъ, рычага и блоковъ и т. п.

§ 2. Машины-двигатели и машины-орудія. Трансмиссіи.

По своему характеру машины рѣзко раздѣляются на три группы. Первую составляютъ машины, которыя являются источникомъ энергіи для работы другихъ машинъ. Эти машины используютъ или естественныя силы природы, или тепловую энергію топлива и обращаютъ ихъ въ механическую работу. Это суть машины-двигатели.

Другой классъ машинъ—это машины, предназначенныя для совершенія какой-либо полезной механической работы, напр., подъема груза, рѣзанія металла и т. п. Эти машины заимствуютъ механиче-

Машиновѣдѣніе.

скую работу отъ машинъ-двигателей и преобразуютъ ее въ полезную механическую работу даннаго производства. Такія машины называются машинами-орудіями.

Наконецъ, третій разрядъ машинъ предназначенъ для передачи механической работы отъ машинъ-двигателей къ машинамъ-орудіямъ. Въ рѣдкихъ случаяхъ орудіе непосредственно соединено съ двигателемъ (напр., паровой молотъ). Въ большинствѣ же случаевъ орудіе находится въ удаленіи отъ двигателя, и одинъ двигатель обслуживаетъ большое количество орудій. Въ этомъ случаѣ передача механической работы производится отъ двигателей къ орудіямъ особыми механизмами, которые называются передаточными или трансмиссіями.

§ 3. Использование машинами-двигателями разныхъ видовъ энергіи. Мощность двигателей.

Энергіей называется способность совершать механическую работу. Энергія можетъ быть энергіей положенія (потенціальная) или энергіей движенія (кинетическая). Примѣромъ первой являются: поднятый камень, заведенная пружина, упругій паръ въ котлѣ, скрытая энергія топлива. Кинетической энергіей обладаютъ движущіяся тѣла, напр., текущая вода или паръ, падающій камень. Одинъ видъ энергіи, какъ известно изъ физики и механики, можетъ переходить въ другой видъ, напр., упругость пара въ котлѣ можетъ перейти въ истечение пара съ большой скоростью, если мы дадимъ изъ котла выходъ.

Очевидно, что могутъ существовать машины, которыя используютъ и тотъ и другой видъ энергіи для обращенія ея въ механическую работу.

Результатомъ обращенія энергіи въ механическую работу является совершеніе нѣкотораго количества $kg \cdot m$ механической работы. Однако процессъ преобразованія энергіи въ работу можетъ идти медленно или быстро, мы можемъ совершить Ph $kg \cdot m$ работы въ часъ и въ секунду. Поэтому, когда хотять опредѣлить продуктивность или мощность машины, то смотрятъ, сколько $kg \cdot m$ работы совершаетъ машина въ 1 секунду. Мощность $75 \frac{kg \cdot m}{s}$ принята въ технику за единицу мощности машинъ и называется метрической лошадиной силой (дальше будетъ обозначаться л. с.).

§ 4. Краткій историческій обзоръ использованія энергіи разныхъ видовъ машинами.

Наиболѣе древнимъ источникомъ совершенія механической работы является, конечно, мускульная сила людей и животныхъ, которую используютъ и понынѣ. Однако источники эти очень слабы,

такъ, напр., работоспособность человѣка не выше $10 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} \approx 0,14$ л. с., а лошади при продолжительной работѣ не выше $60 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} \approx 0,8$ л. с., и только при короткой напряженной работѣ мощность ея подымается до $75 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$, которая принята за единицу мощности машинъ.

Для того, чтобы судить, насколько человѣчество выиграло отъ замѣны мускульной энергіи людей машинами, посмотримъ, сколько людей должны замѣнить машину въ 1000 л. с., работающую круглыя сутки. Такая машина производитъ въ секунду $1000 \cdot 75 \text{ kg} \cdot \text{m}$ работы, что могутъ совершить $\frac{1000 \cdot 75}{10} = 7500$ человѣкъ. Но при суточной непрерывной работѣ необходимы три смѣны людей, т. е. 22500 чел.! Машину же въ 1000 силъ нельзя считать крупной. Въ настоящее время имѣются, напр., пароходы („Lusitania“, „Mauretania“ и др.) съ мощностью машинъ до 70000 л. с., т. е. съ машинами, замѣняющими работу 1575000 чел.! Изъ этого примѣра мы можемъ судить, что изобрѣтеніемъ силовыхъ машинъ человѣчество увеличило свою работоспособность въ масштабѣ, трудно поддающемся даже опредѣленію.

Посмотримъ же, какъ шло это важнѣйшее завоеваніе человѣческаго генія.

Наиболѣе древнимъ, доисторическимъ видомъ машинъ-двигателей являются паруса, использующіе силу вѣтра для транспорта грузовъ по водѣ. Этотъ видъ использованія естественныхъ силъ природы примѣняется съ успѣхомъ и до настоящаго времени. Много позднѣе научились примѣнять энергію вѣтра для вѣтряныхъ мельницъ.

Использованіе энергіи воды относится уже къ болѣе позднему времени. Первое описаніе водяной мельницы сдѣлано римскимъ писателемъ Страбонемъ, который видѣлъ мельницу въ столицѣ Митридата, царя Понтійскаго (нынѣ Керчь). Общее же распространеніе въ Европѣ водяныя колеса получаютъ только въ IV—VI вѣкѣ послѣ Р. Х. Водяная турбина изобрѣтена въ 1695 году. Въ настоящее время обращаютъ самое серьезное вниманіе на утилизацію этого „бѣлаго угля“—водяной энергіи, запасы которой на земномъ шарѣ огромны. У насъ въ Россіи большой мощностью обладаютъ пороги Днѣпра, Волхова, З. Двины, Наровы, водопады въ Финляндіи и Олонецкомъ краѣ, а также горныя рѣки Кавказа.

Значительный переворотъ въ области использованія различнаго вида энергіи представляетъ собою изобрѣтеніе пороха въ XIV вѣкѣ (Бартольдъ Шварцъ, монахъ во Фрейбургѣ, 1313 г.). Это обстоятельство, правда, не повлекло за собой непосредственнаго примѣненія его къ двигателямъ, хотя попытки построить таковыя и были, и порохъ примѣнялся лишь для огнестрѣльнаго оружія и съ XVII вѣка для горныхъ работъ. Но необычайно быстрое развитіе техники огнестрѣльнаго оружія создало большіе желѣзодѣлательные заводы и кадръ хоро-

шихъ мастеровыхъ, что и явилось весьма благоприятнымъ обстоятельствомъ для развитія техники вообще. Благоприятное вліяніе на технику вообще имѣетъ огнестрѣльная техника еще и сейчасъ. Съ одной стороны, доведена до совершенства выдѣлка орудіейной и броневой стали, создаются большіе спеціальныя станки для цѣлей производства; съ другой же стороны, явилась потребность въ очень крупныхъ судовыхъ машинахъ для броненоснаго флота, чѣмъ оживилась и эта отрасль техники.

Конецъ XVIII и весь XIX вѣкъ могутъ быть по справедливости названы эпохою пара. Собственно, возможность обращенія теплоты топлива въ механическую работу черезъ посредство водяного пара была извѣстна еще въ древности („Эолипилы“ Геронта Александрійскаго, 120 г. до Р. Х.), но она не имѣла промышленнаго значенія. Развитіе паровой техники началось только въ концѣ XVII вѣка (Папинъ, Ньюкоменъ, Савери и др.) и только трудами Джемса Уатта (1782) паровая машина была обращена въ экономичный промышленный двигатель. Нѣсколько позднѣе паровая машина завоевываетъ сухопутный (паровозы) и морской (пароходы) транспортъ, при чемъ здѣсь нельзя не отмѣтить дѣятельность Георга Стефенсона (1829) по паровозамъ и Фультона по пароходнымъ машинамъ. Изъ послѣдующихъ усовершенствователей паровой машины нельзя не отмѣтить дѣятельность Вульфа и Горнбловера (принципъ многократнаго расширенія), Гирна, Шверера и Шмидта (перегрѣвъ пара) и Штумпфа (прямоточность). Въ настоящее время паровая машина доведена до возможнаго совершенства.

Во 2-ой половинѣ XIX в. происходятъ удачныя опыты инженеровъ Парсонса въ Англии и Лавалья въ Швеціи, которые воскресили принципъ „эолипилъ“ и парового колеса Бранка (1629 г.) и создали новый промышленный паровой двигатель—паровую турбину, которая въ теченіе самаго короткаго времени обратилась въ мощнаго конкурента паровыхъ машинъ.

Наконецъ, въ концѣ XIX в. на сцену появляется новый тепловой двигатель—двигатель внутренняго сгоранія, въ которомъ теплота топлива освобождается непосредственно въ самомъ двигателѣ. Первые двигатели (Ленуара, Лангена, Отто) использовали газообразное топливо. Въ настоящее же время они примѣняются для всѣхъ родовъ топлива, въ томъ числѣ и твердаго (газогенераторный процессъ). Особенное распространеніе получилъ двигатель жидкаго топлива, изобрѣтенный инженеромъ Дизелемъ (1893), носящій его имя. По тепловому использованию онъ превосходитъ всѣ до него существовавшія тепловыя машины, использующія скрытую теплоту топлива.

§ 5. Трение и его законы. Трение въ машинахъ, коэффициентъ полезнаго механическаго дѣйствія.

Если мы будемъ передвигать одно тѣло по другому, къ которому первое прижато съ силою P , то этому передвиженію явится извѣст-

ное сопротивление, которое называется силой трения первого рода. Законы трения были изслѣдованы Кулономъ и Мореномъ, при чемъ они формулировали ихъ такъ: сила трения F пропорціональна нормальному давленію P ; она зависитъ отъ вещества и степени обработки соприкасающихся поверхностей и не зависитъ отъ величины ихъ. Коэффициентъ пропорціональности f называется коэффициентомъ трения первого рода. Аналитически законъ Кулона и Морена выражается

$$F = fP.$$

Значенія коэффициента f для случаевъ, часто встрѣчающихся въ практикѣ, приведены въ нижеслѣдующей таблицѣ.

Матеріалы.	Насухо $f =$	При хорошей смазкѣ $f =$
Бронза по чугуна	0,21	0,16
Хорошо полирован. части приводовъ	—	0,02
Сталь по стали	0,33	0,13
Бронзов. золотникъ по чу- гунному зеркалу, хорошо пришабранный	—	0,06

Позднѣйшими опытами Гальтона установлено, что коэффициентъ f уменьшается съ увеличеніемъ скорости движенія, такъ, напр., для жел.-дор. тормазовъ, т. е. для трения чугуна по стали насухо, онъ равенъ приблизительно

$$f = 0,27 - 0,002 v,$$

гдѣ v скорость движенія въ км/ч.

При перекачываніи катка по плоскости также появляется сопротивление, т. е. сила трения, правда значительно меньшая, чѣмъ въ первомъ случаѣ. Это трение называется трениемъ катанія или трениемъ 2-го рода. Законы его изслѣдованы тѣми же Кулономъ и Мореномъ, которыми найдено, что

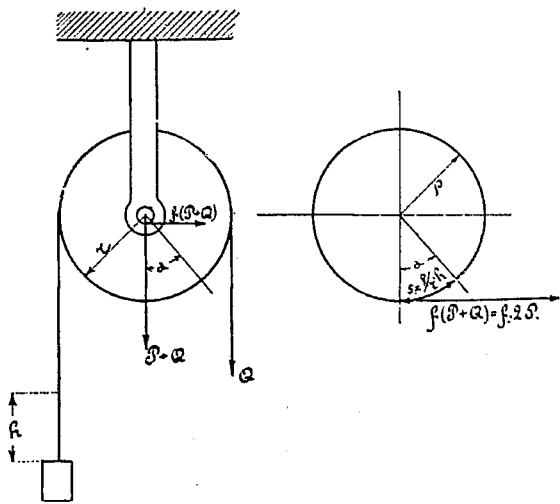
$$F_2 = f_2 \frac{P}{R}, \text{ т. е., что}$$

сила трения прямо пропорціональна нормальному давленію и обратно пропорціональна радіусу катка. Значеніе коэффициента f_2 весьма мало, такъ, напр., для жел.-дор. колесъ, катящихся по рельсамъ, $f_2 = 0,005$.

Въ современныхъ машинахъ мы встрѣчаемся и съ первымъ и со вторымъ видомъ трения, такъ, напр., трение въ подшипникахъ—трение первого рода, а трение зубцовъ въ зубчатыхъ колесахъ при надлежащемъ ихъ очертаніи—трение второго рода.

При работѣ машины не вся работа, извлеченная изъ энергіи, получается въ видѣ полезной работы, а часть, очевидно, должна быть

затрачена на трение въ частяхъ машины. Разсмотримъ для примѣра подъемъ груза помощью неподвижнаго блока (фиг. 1). При подъемѣ груза P на высоту h мы совершимъ полезную работу Ph .



Фиг. 1.—Подъемъ груза помощью блока.

Если бы въ цапфахъ блока не было трения, то работа поднимающей силы Q была бы $Qh = Ph$, ибо для равновѣсія на блокѣ $Q = P$. Но цапфа блока давитъ на обойму съ силою $P + Q = 2P$, результатомъ чего при движеніи блока будетъ сила сопротивленія—сила трения $f2P$. Когда грузъ поднимется на высоту h , то блокъ повернется на уголъ α , определяемый равенствомъ $h = r\alpha$, гдѣ r радиусъ блока. Точка приложения силы трения пройдетъ при этомъ путь, равный $s = \frac{r}{r}h$; гдѣ r радиусъ цапфы блока. Следовательно, при подъемѣ груза на высоту h работа силы трения будетъ $2fP \cdot \frac{r}{r}h$. Эту работу должна также преодолѣть движущая сила Q_1 . Поэтому полная работа движущей силы будетъ

$$Ph + 2fP \frac{r}{r}h,$$

которая очевидно больше полезной работы Ph .

Отношеніе полезной работы къ полной работѣ будетъ

$$\frac{Ph}{Ph + 2fP \frac{r}{r}h} = \eta_m = \frac{1}{1 + 2f \frac{r}{r}},$$

которое и называется коэффициентомъ механическаго полезнаго дѣйствія блока. Чѣмъ ближе значеніе η_m къ единицѣ, тѣмъ блокъ совершеннѣе съ механической точки зрѣнія*).

Если работа передается цѣлымъ рядомъ механизмовъ, то общій коэффициентъ механическаго полезнаго дѣйствія представитъ очевидно произведеніе коэффициентовъ η_m для отдѣльныхъ частей передачи; т. е. тѣмъ больше потери на трение, чѣмъ больше составныхъ передачъ въ нашей машинѣ.

*) При выводѣ величины η_m мы игнорировали еще жесткость (внутреннее трение) веревки.

Для главнѣйшихъ машинъ-двигателей среднее значеніе η_m будетъ:

для паровыхъ машинъ	0,7—0,93
„ „ турбинъ	0,9—0,98
„ двигат. внутр. сгорания	0,6—0,8

т. е. съ точки зрѣнія тренія самыми совершенными являются паровыя турбины и наиболѣе несовершенными—двигатели внутреннего сгоранія и въ особенности дизель-моторы.

§ 6. Обращеніе теплоты въ работу и обратно.

Цѣлый рядъ повседневныхъ явленій и спеціальныхъ опытовъ показываетъ намъ, что теплота можетъ преобразовываться въ механическую работу и наоборотъ. Такъ, напр., при механической работѣ тренія одного тѣла по другому является теплота, идущая на нагрѣваніе трущихся предметовъ. Возможны и обратныя обращенія теплоты въ работу, напр., если мы возьмемъ длинный металлическій вертикальный стержень, наверху его укрѣпимъ грузъ, а затѣмъ начнемъ нагрѣвать стержень, то онъ, удлиняясь отъ теплоты, будетъ подымать нашъ грузъ, а слѣдовательно, совершать механическую работу. Во всѣхъ тепловыхъ машинахъ-двигателяхъ (паровыя, внутреннего горѣнія) тоже совершается обращеніе теплоты въ работу помощью спеціальныхъ процессовъ. На основаніи очень точныхъ опытовъ Джауля оказалось, что теплота и работа эквивалентны, т. е. не только переходятъ другъ въ друга, но что при этихъ преобразованіяхъ всегда существуетъ опредѣленное соотношеніе, именно 1 единица теплоты (большая калорія)* = 427 kg. m механической работы, и наоборотъ, 1 kg. m работы даетъ $\frac{1}{427}$ ед. теплоты. Число 427 называется механическимъ эквивалентомъ теплоты, а законъ Джауля носитъ названіе перваго закона механической теоріи тепла.

На основаніи закона Джауля получается, что если мы сожжемъ въ топкѣ котла 0,1 kg угля въ секунду, имѣющаго теплотворную способность 8000 ед. теплоты, то получимъ мощность (работу въ секунду) отъ тепловой машины $0,1 \cdot 8000 \cdot 427 = 340000 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} \approx 4500$ л. с. Однако въ дѣйствительности при такихъ условіяхъ тепловая паровая машина даетъ гораздо меньшую мощность, примѣрно около 500 л. с., что на первый взглядъ грубо противорѣчитъ закону Джауля. Однако при ближайшемъ разсмотрѣніи мы увидимъ, что значительная часть теплоты теряется при процессахъ въ тепловой машинѣ непроизводительно, и только нѣкоторая часть теплоты топлива можетъ быть обращена въ механическую работу, что и выяснено въ слѣдующемъ параграфѣ.

*) Количество теплоты, потребное для нагрѣванія 1 kg воды отъ 0° до +1°С при 760 m/m ртутнаго столба атмосфернаго давленія.

§ 7. Потери теплоты въ тепловыхъ машинахъ и ихъ тепловой балансъ.

Разсмотримъ для примѣра обращеніе теплоты топлива въ полезную работу помощью паровой машины, предполагая, что топливо, сжимаемое въ топкѣ парового котла, имѣетъ дѣйствительную теплотворную способность A ед. т. На самомъ дѣлѣ въ топкѣ парового котла выдѣлится не A ед. т. на 1 kg, а менѣе, именно $\eta_1 A$, гдѣ $\eta_1 < 1$. Это происходитъ вслѣдствіе того, что не все топливо вполне сгораетъ, а часть проваливается въ зольникъ, или уносится въ дымоходы въ не вполне сгорѣвшемъ состояніи, и, кромѣ того, потому, что горѣніе происходитъ несовершенно, т. е. въ продуктахъ горѣнія мы всегда находимъ CO^* (вмѣсто CO_2^{**}), которая могла бы сгорѣть въ CO_2 .

Далѣе не все выдѣлившееся тепло $\eta_1 A$ будетъ утилизировано котломъ, ибо котель теряетъ теплоту лучеиспусканіемъ и продукты горѣнія отходятъ въ дымовую трубу при высокой температурѣ (въ среднемъ $\approx 300^\circ C$), унося съ собою тепло. Такимъ образомъ въ теплоту пара перейдетъ только $\eta_1 \eta_2 \cdot A$, гдѣ $\eta_2 < 1$. Произведение $\eta_1 \eta_2 = \eta_k$ называется коэффициентомъ полезнаго дѣйствія котла, который въ среднемъ равенъ 0,6 — 0,8.

По дорогѣ отъ котла къ машинѣ паръ, полученный отъ 1 kg топлива, теплота котораго (пара) будетъ $\eta_1 \eta_2 A$, подвергается охлажденію вслѣдствіе лучеиспусканія въ атмосферу; часть пара конденсируется въ воду, такъ что до машины доходитъ уже не вся теплота, а только $\eta_3 \cdot \eta_1 \eta_2 A$, гдѣ $\eta_3 = 0,95—0,8$ —въ зависимости отъ длины паропроводовъ (чѣмъ длиннѣе, тѣмъ η меньше).

Въ паровой машинѣ процессъ конденсаціи продолжается, такъ какъ и цилиндръ лучеиспускаетъ въ атмосферу; кромѣ того, въ обычныхъ поршневыхъ паровыхъ машинахъ процессъ конденсаціи въ цилиндрѣ усиливается вслѣдствіе сильнаго охлажденія стѣнокъ цилиндра въ періоды выпуска пара (см. подробнѣе въ главѣ III). Теплота парообразования той части пара, которая обращается въ воду, теряется для процесса обращенія теплоты въ работу. Поэтому до указаннаго процесса достигаетъ только количество теплоты $\eta_4 \cdot \eta_1 \eta_2 \eta_3 A$, гдѣ $\eta_4 < 1$ и зависитъ отъ устройства машины.

Далѣе, отработанный паръ паровой машины уноситъ съ собою значительное количество теплоты. Даже въ случаѣ, если машина работаетъ съ холодильникомъ, то каждый kg отработаннаго пара уноситъ около 600 ед. тепл. Поэтому далеко не вся теплота пара обращается въ механическую работу поршня, а только $\eta_5 \cdot \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 A$, гдѣ η_5 называется коэффициентомъ теплового полезнаго дѣйствія машины и зависитъ отъ многихъ обстоятельствъ: устройства машины (съ холо-

*) Окись углерода.

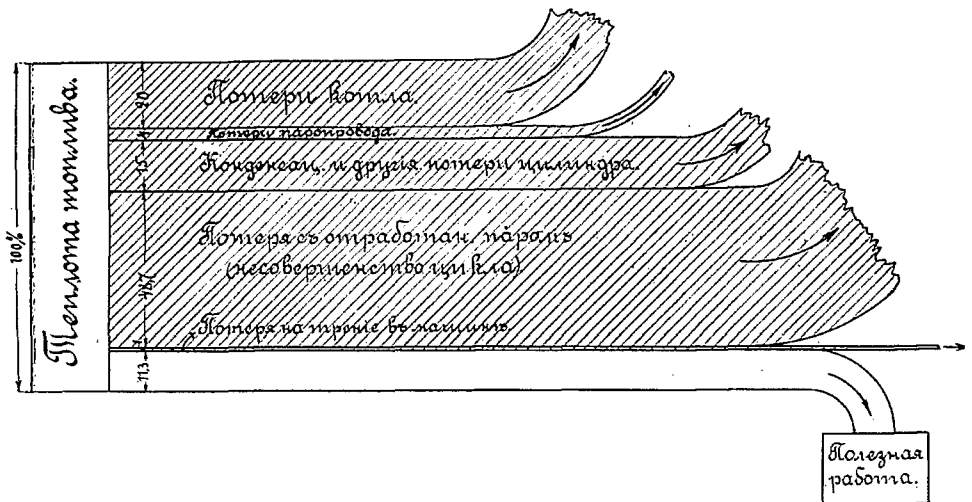
***) Углекислота.

дильникомъ или безъ), свойство пара (насыщенный или перегрѣтый), и въ лучшемъ случаѣ не превосходитъ значенія $\eta_5 = 0,2$, обычно же меньше (0,08—0,12).

Наконецъ, не вся механическая работа, эквивалентная количеству теплоты $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 A$, получается на валу двигателя, а часть этой теплоты затрачивается на преодоленіе тренія въ частяхъ машины (трение поршня, кулака, кривошипнаго пальца, шеекъ вала и т. д.). Въ полезную работу на валу двигателя обращается только $\eta_m \cdot \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 A$ ед. теплоты, т. е. на валу получается только $\eta_m \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \cdot 427 \cdot A$ кг. м. механической работы. Значенія η_m были указаны уже въ § 5.

Полагая высшія значенія коэффициентовъ $\eta_1 - \eta_m^*$), получимъ, что въ полезную работу обращается въ хорошемъ случаѣ 0,113 A ед. т., т. е. 11,3% теплоты топлива. Такимъ образомъ, обращаясь къ численному примѣру § 6, мы получаемъ секундную мощность всего въ $0,113 \cdot 4500 = 510$ л. с., при чемъ эта цифра, какъ видно изъ предыдущихъ разсужденій, нисколько не противорѣчитъ, а, наоборотъ, подтверждаетъ первый законъ механической теоріи теплоты.

На фиг. 2 для наглядности вышеприведенныхъ разсужденій дано графическое изображеніе теплового баланса разсмотрѣнной па-



Фиг. 2.—Тепловой баланс паросиловой установки.

росиловой установки. На фиг. показанъ тепловой потокъ топлива и всѣ тѣ потери, которыя имѣютъ мѣсто въ процессѣ обращенія теплоты въ работу. Балансъ этотъ построенъ по значеніямъ η , взятымъ изъ примѣчанія, при чемъ получается слѣдующее расходованіе теплоты топлива:

- 1) Потери котла 20%/о
- 2) Потери паропровода 4%/о
- 3) Конденсаціонныя потери цилиндра 15%/о

*) $\eta_1 \eta_2 = 0,8$; $\eta_3 = 0,95$; $\eta_4 = 0,8$; $\eta_5 = 0,2$ и $\eta_m = 0,93$; $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_m = 0,113$.

4) Потеря отъ несовершенства рабочаго цикла	
въ цилиндрѣ	48,7 ⁰ / ₀
5) Потери на треніе	1 ⁰ / ₀
6) Обращено въ полезную работу	11,3 ⁰ / ₀
Итого	100,0 ⁰ / ₀

Полезное дѣйствіе паровой установки можетъ быть очень значительно повышено, если теплота отработаннаго пара будетъ примѣняться для цѣлей какого-либо техническаго производства, напр., для цѣлей отопленія, варки и т. п. Въ этихъ случаяхъ полезное использование теплоты можетъ быть поднято до 50 и даже болѣе ⁰/₀ всего количества тепла.

Въ двигателяхъ внутренняго сгоранія тепловой балансъ, конечно, весьма отличается. Въ этихъ двигателяхъ существуютъ три источника потерь: треніе въ машинѣ, потеря теплоты съ отработанными газами, которые уходятъ при очень высокой температурѣ, и потеря тепла на лучеиспусканіе и на нагрѣваніе воды, охлаждающей стѣнки цилиндра, для поддержанія умѣренной температуры ихъ при наличіи очень высокой температуры внутри цилиндра. Средній балансъ тепла для двигателя внутренняго сгоранія помѣщенъ ниже:

1) Потеря на треніе	10 ⁰ / ₀
2) Потеря тепла съ отработанными газами	35 ⁰ / ₀
3) Потеря тепла съ охлаждающей водой	30 ⁰ / ₀
4) Обращается въ полезную работу	25 ⁰ / ₀

Нетрудно однако понять, что, несмотря на очень высокій коэффициентъ использования теплоты, очень часто двигатель внутренняго сгоранія гораздо дороже въ работѣ двигателя пароваго; дѣйствительно, онъ используетъ теплоту топлива примѣрно втрое лучше, но если цѣна топлива для двигателя внутренняго сгоранія (напр., бензинъ) значительно выше, чѣмъ топлива для котловъ, то паровая установка безусловно выгоднѣе. Поэтому-то промышленное значеніе имѣютъ лишь двигатели газогенераторные, работающіе на углѣ, и нефтяные; впрочемъ, при постоянно повышающейся стоимости нефти выгодность и нефтяныхъ двигателей часто ставится уже подъ сомнѣніе (при цѣнѣ нефти свѣше 1 руб. пудъ и при углѣ около 25 коп.). Подробности этихъ экономическихъ расчетовъ изложены въ главѣ X курса.

§ 8. Свойства насыщенныхъ и перегрѣтыхъ паровъ воды.

Въ виду того, что для многихъ силовыхъ машинъ въ качествѣ передаточнаго, посредствующаго тѣла примѣняется водяной паръ, нельзя не знать его свойствъ. Ниже изложены лишь главнѣйшія свойства водянаго пара.

а) Насыщенный водяной паръ.

Если мы возьмемъ закрытый сосудъ съ водой и подвергнемъ его нагрѣванію, то температура воды будетъ подниматься. Для нагрѣванія

1 kg воды отъ t_0 до $t^{\circ}\text{C}$ потребуется $q = c(t - t_0)$ единицъ теплоты, при чемъ c есть теплоемкость воды, которую можно принять за $c = 1$ при всякихъ температурахъ (приблизительно, ибо $c = 1$ при нагрѣваніи отъ 0° до $+1^{\circ}\text{C}$). При температурѣ t , допустимъ, у насъ начинается кипѣніе воды, т. е. переходъ въ парообразное состояніе. Температура полученнаго пара оказывается, во-первыхъ, равной температурѣ кипящей воды и, во-вторыхъ, температура кипѣнія зависитъ отъ того давленія, при которомъ кипитъ вода. Такъ, при давленіи = одной физической атмосферѣ, вода кипитъ при 100°C , при давленіи же 1 технической атмосферы = $1 \text{ kg/cm}^2 = 15 \text{ фнт/дюйм}^2$ вода кипитъ при $99,1^{\circ}\text{C}$. Въ нижеслѣдующей таблицѣ указаны температуры кипѣнія воды при различныхъ давленіяхъ*).

Давленіе въ kg/cm^2 или въ atm. abs. .	1,0	5,0	10,0	15,0	20,0
Темпер. кипѣнія воды $^{\circ}\text{C}$	99,1	151,0	178,9	197,2	211,3

Для того, чтобы 1 kg воды температуры t обратить въ водяной паръ той же температуры, мы должны затратить довольно большое количество теплоты r , которая идетъ, очевидно, на работу расчлененія частицъ воды и на измѣненіе объема воды (при давленіи 1 atm. abs. 1 kg воды занимаетъ объемъ 0,001 cbm, а 1 kg пара 1,722 cbm, т. е. объемъ увеличивается въ 1772 раза). Теплота, идущая на расчлененіе частицъ, называется скрытой внутренней теплотой парообразованія и обозначается ρ . Теплота же, идущая на увеличеніе объема—такъ называемая внѣшняя теплота испаренія—затрачивается, очевидно, на совершеніе внѣшней работы и не идетъ, слѣдовательно, на увеличеніе внутренней энергіи, т. е. теплосодержанія пара. Поэтому теплосодержаніе (энергія пара) будетъ равно $i = \lambda - A\rho v$, гдѣ $A\rho v$ есть внѣшняя теплота парообразованія (p давленіе, v —уд. объемъ и $A = \frac{1}{427}$).

Очевидно, что 1 kg водяного пара имѣетъ полную теплоту (затраченную на парообразованіе 1 kg воды, взятой при 0°C), составляющую сумму затраченной на него теплоты, т. е. сумму теплоты жидкости $q = c(t - t_0)$ и r . Сумма $q + r$ называется полною теплотою пара и обозначается буквою λ . Значеніе $r = \rho + A\rho v$; значенія q , r и λ даны ниже для разныхъ давленій.

*) Подробныя таблицы водяного пара см. въ справочныхъ книжкахъ и въ учебникахъ термодинамики, напр., „Термодинамика“ Шюле (русск. переводъ).

Давл. kg/cm ² или atm. abs. . . .	1,0	5,0	10,0	15,0	20
q ед. теплоты . . .	99,6	152,6	181,5	200,7	215,5
r ед. „ . . .	539,7	505,5	484,6	469,8	457,9
λ ед. „ . . .	639,3	658,1	666,1	670,5	673,4

Полная теплота пара λ довольно удачно выражается известной формулою Реньо: $\lambda = 606,5 + 0,305 t$.

Удѣльный объемъ пара v_s , т. е. объемъ, занимаемый 1 kg пара, уменьшается съ увеличеніемъ давленія, а удѣльный вѣсъ пара γ , т. е. вѣсъ 1 cbm. пара съ увеличеніемъ давленія увеличивается. Значенія этихъ двухъ величинъ для тѣхъ же давленій суть

Давленіе kg/cm ² или atm. abs. . . .	1,0	5,0	10,0	15,0	20,0
Удѣльный объемъ v_s cbm	1,722	0,3820	0,1993	0,13601	0,10365
Удѣльный вѣсъ γ , kg	0,5807	2,6177	5,018	7,352	9,645

Получаемый надъ поверхностью кипящей воды паръ называется насыщеннымъ. Главнымъ его свойствомъ является то, что при малѣйшемъ отнятїи теплоты a ед. т. часть пара $\frac{a}{r}$ -kg конденсируется въ воду. Вода эта выдѣляется въ видѣ тончайшей росы, которая удерживается среди частичекъ движущагося пара. Такимъ образомъ получается сырой насыщенный паръ, состоящїй изъ смѣси сухого насыщеннаго пара и воды въ капельномъ видѣ. Такою именно смѣсью и работаютъ паровые двигатели. Считая по вѣсу, количество влажности въ парѣ можетъ колебаться отъ 1—2% и до 20—30%. Влажность въ парѣ получается не только отъ тепловой потери пара, но и при бурномъ кипѣнїи, ибо освобождающїеся пузыри пара захватываютъ мелкія частицы воды съ собою. Поэтому въ котлахъ съ быстрымъ испаренїемъ воды влажность пара больше (напр., въ котлахъ паровозныхъ).

б) Перегрѣтые пары воды.

Если мы обратимъ въ сосудѣ всю воду въ водяные пары, имѣющїе упругость p и соотвѣтствующую температуру t (температура на-

сыщенія), и будемъ затѣмъ производить дальнѣйшее нагрѣваніе пара, то температура его будетъ подыматься выше температуры t , напр., до температуры t_n . При этомъ процессѣ на каждый kg пара мы будемъ затрачивать $c(t_n - t)$ ед. т., гдѣ c теплоемкость пара. Полученный паръ называется перегрѣтымъ и главное его свойство состоитъ въ томъ, что при охлажденіи онъ не ранѣе можетъ начать обращаться въ воду, чѣмъ будетъ отнята отъ него вся излишне содержащаяся теплота сверхъ теплоты насыщеннаго пара. Полная теплота 1 kg перегрѣтаго пара выражается $\lambda_n = \lambda + c(t_n - t)$. Процессъ перегрѣва идетъ приблизительно по уравненію для совершенныхъ газовъ, т. е. $p\nu = \text{const.} = RT$, гдѣ

p —давленіе kg/m², ν —удѣльный объемъ, R —постоянная ≈ 50 и T —абсолютная температура пара ($273 + t_n$).

Изъ этого уравненія мы видимъ, что если ν будетъ при перегрѣвѣ постоянно, т. е. процессъ ведется при постоянномъ объемѣ, то p , т. е. давленіе, увеличивается; наоборотъ, если сохранять давленіе p постояннымъ, расходуя часть пара, то будетъ увеличиваться удѣльный объемъ пара ν . Въ практикѣ ведется процессъ перегрѣва пара именно послѣднимъ способомъ, т. е. при постоянномъ давленіи, т. к. паръ все время расходуется машиною. При этомъ увеличивается работоспособность пара (энергія), т. к. увеличивается теплосодержаніе 1 kg пара (или иначе, вслѣдствіе того, что мы получаемъ большій объемъ пара того же давленія), кромѣ того, при достаточно сильномъ перегрѣвѣ мы достигаемъ того, что при движеніи пара въ паропроводахъ и при работѣ въ цилиндрѣ не происходитъ совершенно конденсаціи пара, и наблюдается лишь остываніе его, сопряженное, конечно, съ уменьшеніемъ удѣльнаго объема, т. е. и работоспособности. Послѣднее однако незначительно, и перегрѣтый паръ очень выгодно употреблять въ паровыхъ установкахъ.

Перегрѣвъ пара производится обычно въ трубчатыхъ перегрѣвателяхъ при сохраненіи постоянства давленія. При этихъ условіяхъ теплоемкость (въ среднемъ) пара равна около $c_p \approx 0,5$; въ дѣйствительности величина c_p переменна и зависитъ отъ предѣловъ перегрѣва и давленія пара.

Для примѣра выгодности примѣненія перегрѣтаго пара рассмотримъ длинный паропроводъ, въ которомъ при начальномъ давленіи въ 10 atm. abs. температура къ концу паропровода падаетъ на 10°С, т. е. съ 181° до 171°С. Если у насъ будетъ паръ насыщенный, то такое паденіе температуры соотвѣтствуетъ паденію давленія съ 10 до 8 atm., которое является слѣдствіемъ конденсаціи въ воду приблизительно $\frac{1}{5}$ всего количества пара, что будетъ сопровождаться выдѣленіемъ въ атмосферу около $666 \cdot \frac{1}{5} = 133$ ед. тепл. на 1 kg пара. Въ случаѣ же того же паденія температуры въ паропроводѣ съ перегрѣтымъ паромъ паденіе температуры на 10° равносильно потерѣ тепла въ атмосферу по $0,5 \cdot 10 = 5$ ед. тепла на каждый kg. пара, т. е. въ 26,5 разъ менѣе!

Глава II. — Паровые котлы.*)

§ 9. Понятіе о паросиловыхъ установкахъ.

Изъ главы I уже извѣстно, что теплота можетъ быть обращена въ работу. Однимъ изъ способовъ использованія теплоты топлива является примѣненіе паросиловыхъ установокъ. Процессъ преобразованія теплоты въ работу заключается здѣсь въ томъ, что топливо сжигается въ топкѣ парового котла, т. е. въ печи, которая обогрѣваетъ своими газами сосудъ, наполненный водой и замкнутый со всѣхъ сторонъ. Результатомъ нагрѣванія воды въ закрытомъ сосудѣ является испареніе воды и постепенное повышеніе упругости водяного пара. Полученный паръ обладаетъ энергіей (теплотой), т. е. способностью совершать механическую работу. Энергія эта потенциальна, такъ какъ паръ въ котлѣ находится въ „покоѣ“ и энергія является слѣдствіемъ свойствъ (упругости) самого водяного пара. Если бы мы соединили внутренность парового котла съ внутренностью гладкаго цилиндра, въ которомъ плотно, но со способностью движенія, вставленъ поршень, то подъ вліяніемъ силы упругости пара поршень началъ бы совершать путь, преодолевая сопротивленія движенію, т. е. началъ бы совершать механическую работу. Этотъ принципъ обращенія теплоты пара (а теплота есть функція упругости, см. § 8) въ механическую работу примѣняется на практикѣ въ видѣ устройства поршневыхъ паровыхъ машинъ.

Но можно использовать энергію пара въ котлѣ и иначе. Если въ котлѣ сдѣлать отверстие, то подъ вліяніемъ разности давленій внутри котла и атмосферы паръ начнетъ истекать изъ котла въ атмосферу съ нѣкоторой, довольно значительной скоростью, которая будетъ тѣмъ больше, чѣмъ больше упругость пара въ котлѣ**). Иначе говоря, при

*) Для спеціальнаго знакомства съ паровыми котлами могутъ быть рекомендованы книги:

Проф. Г. Ф. Де п л ь. Паровые котлы.

Проф. Г а в р и л е н к о. Паровые котлы.

Проф. Л о м ш а к о в ъ. Испытаніе паровыхъ котловъ.

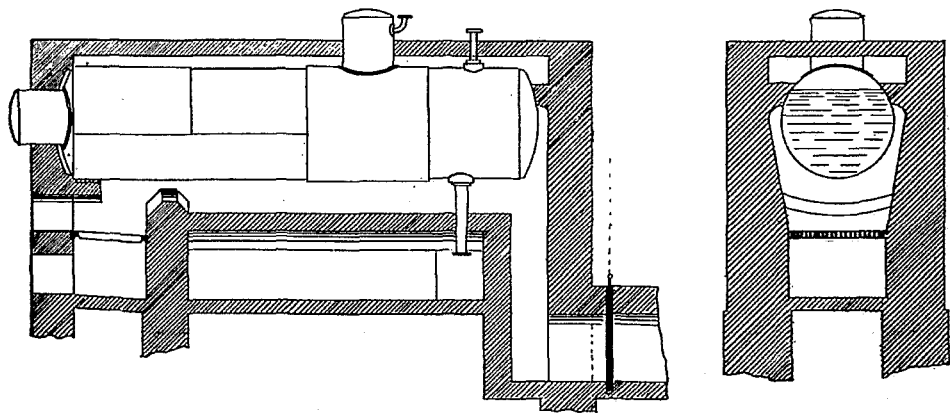
**) См. подробнѣе въ главѣ о паровыхъ турбинахъ.

процессъ вытекания пара потенциальная энергія пара (упругость, теплота) переходитъ въ энергію движенія, т. е. въ энергію кинетическую (скорость). Эта кинетическая энергія движущейся струи пара можетъ быть использована для обращенія въ механическую работу помощью колеса съ лопатками, въ которыя будетъ бить струя пара. Такой способъ использования энергіи пара тоже примѣняется на практикѣ въ видѣ устройства паровыхъ турбинъ.

Какъ въ первомъ, такъ и во второмъ случаѣ намъ необходимо имѣть производитель (генераторъ) пара—такъ называемый паровой котель. Въ послѣдующихъ §§ и выясняется устройство, достоинства и недостатки примѣняющихся нынѣ системъ паровыхъ котловъ.

§ 10. Простѣйшая форма котла—цилиндрическій котель (фиг. 3).

Простѣйшій паровой котель представляетъ собою цилиндрическій резервуаръ, склепанный изъ желѣзныхъ листовъ и закрытый желѣз-



Фиг. 3.—Цилиндрическій паровой котель.

ными же штампованными днищами, которыя прочно и плотно вклепаны въ цилиндрическую часть котла. Самъ котель ставится на чугунныя опоры и окружается кирпичной кладкой—„обмуровкой“. Обмуровка эта устраивается такъ, что имѣется мѣсто для сжиганія топлива—„топка“, а затѣмъ подъ котломъ идетъ дымоходъ, обогреваемый котель, который заканчивается боровомъ, т. е. корридоромъ-дымоходомъ, по которому продукты горѣнія достигаютъ дымовой трубы, черезъ которую и уходятъ вонъ на воздухъ. Топливо сгораетъ въ топкѣ на „колосниковой рѣшеткѣ“, состоящей изъ отдѣльныхъ чугунныхъ брусковъ, уложенныхъ горизонтально рядомъ, но такъ, что получаются щели между ними. Черезъ эти щели подводится изъ нижней части топки—„зольника“ или „поддувала“—воздухъ, необходимый для горѣнія. Топка имѣетъ дверцу, черезъ которую забрасывается топливо, а зольникъ—дверцу для притока воздуха въ поддувало. Для регулированія притока воздуха служитъ вышеупомянутая дверца на золь-

никъ и, кромѣ того, выдвигающа заслонка или регистръ въ боровѣ, которая можетъ быть поднята или опущена съ фасада котла помощью цѣпи и блоковъ.

Котель наливается черезъ особое отверстіе водой, при чемъ уровень воды долженъ быть выше конца кирпичной кладки дымохода, чтобы не пережечь стѣнокъ котла. Въ верхней части котла получается пространство, которое и заполняется парами воды — „паровое пространство“.

Вся поверхность соприкосновенія газовъ изъ топки съ котломъ называется поверхностью нагрѣва.

Для того, чтобы можно было котлу правильно и безопасно работать, необходимо:

- 1) знать уровень воды въ котлѣ,
- 2) знать давленіе пара въ котлѣ,
- 3) предохранить котель отъ чрезмѣрнаго повышенія давленія,
- 4) поддерживать по возможности постоянный уровень воды въ котлѣ, т. е. восполнять расходъ воды на парообразованіе,
- 5) надо отвести паръ къ машинѣ или турбинѣ и
- 6) надо имѣть возможность чистить и осматривать котель.

Для выполненія указанныхъ условій каждый котель, какой бы онъ системы ни былъ, долженъ, очевидно, обладать нѣкоторыми вспомогательными приборами, предназначенными для выполненія поставленныхъ цѣлей. Эти приборы называются арматурой паровыхъ котловъ; устройство арматуры изложено въ слѣдующемъ параграфѣ.

§ 11. Арматура паровыхъ котловъ.

1. Водоуказательные приборы. Для опредѣленія уровня воды въ котлѣ служатъ водопробные краны и водомѣрное стекло.

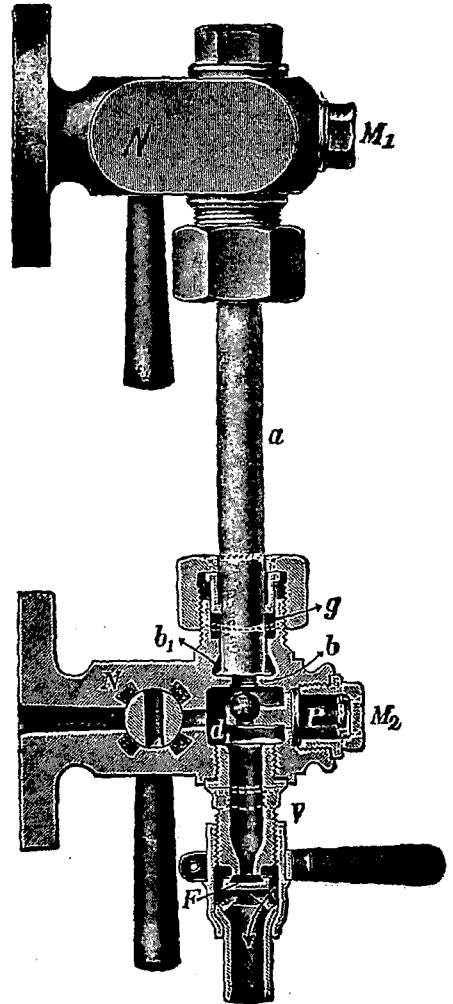
Водопробные краны—это простые краники, ввернутые въ котель на различномъ уровнѣ. Открывая послѣдовательно эти краники и наблюдая, вытекаетъ ли изъ нихъ паръ или вода, мы убѣждаемся, что вода въ котлѣ находится на извѣстномъ уровнѣ. Обычно располагаютъ 2—3 пробныхъ краника, при чемъ одинъ обычно на наиминимѣйшемъ допускаемомъ уровнѣ воды, который считается на 4" (дюйма) выше линіи кладки обмуровки, а при котлахъ съ внутренними топками—надъ потолкомъ топки.

Водомѣрное стекло (фиг. 4) устроено по принципу сообщающихся сосудовъ. Въ котель ввинчиваются двѣ оправки, одна въ водяное пространство, другая въ паровое пространство котла, и въ эти оправки вставляется толстостѣнная стеклянная трубка. Трубка въ оправкахъ уплотняется сальниками съ резиновой набивкой для плотности соединенія. Оправки имѣютъ краны, которыми стекло можно разобщить отъ котла въ случаѣ порчи или поломки стекла. Обычно краны эти снабжаются общимъ приводомъ, выведеннымъ на сторону, чтобы со стороны можно было закрыть краны, не подвергаясь риску опариться въ

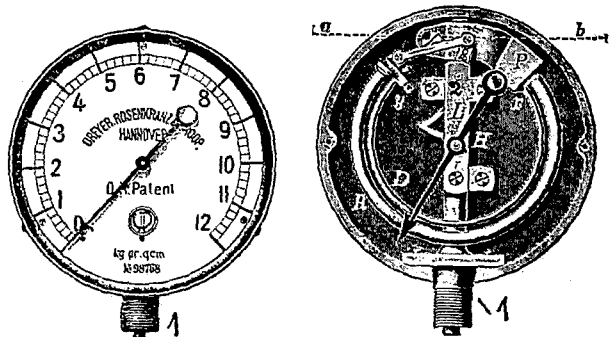
случаѣ поломки стекла. Оправки снабжаются еще пробками, черезъ отверстія которыхъ можно проволокой прочищать каналы отъ котла къ стеклу (внутри оправокъ). Верхняя оправка снабжается большой пробкой, черезъ которую заводится на мѣсто стекло, а нижняя оправка снабжается продувательнымъ краномъ для контроля показаній стекла: если стекло исправно, каналы не закипѣли, то послѣ продувки показаніе стекла будетъ то же, что до продувки. Иногда оправки водомѣрнаго стекла снабжаются еще и автоматическими шаровыми клапанами, запирающими каналы при поломкѣ стекла.

Въ котлахъ, обмурованныхъ въ кладку, часто устраиваютъ особую водомѣрную колонку, которая соединяется съ котломъ водяной и паровой трубой сравнительно большаго діаметра, а уже на этой колонкѣ приспособляется водомѣрное стекло и пробныя краны или же два водомѣрныхъ стекла. Число водозаказательныхъ приборовъ обязательно должно быть два (по нашему законодательству).

2. Манометръ. Манометръ служитъ для опредѣленія избытка давленія въ котлѣ надъ атмосфернымъ. Единицами давленія въ технику служатъ 1 техническая атмосфера = 1 kg/cm^2 и 1 фунтъ на кв. дюймъ, что въ свою очередь равно $1/16$ технич. атмосферы. Обычно при котлахъ употребляются металлическіе манометры Бурдона, основанные на свойствахъ изогнутыхъ трубокъ, подвергаемыхъ внутреннему давленію; свойство этихъ трубокъ состоитъ въ томъ, что онѣ стремятся распрямиться при увеличеніи внутренняго давленія. Устрой-

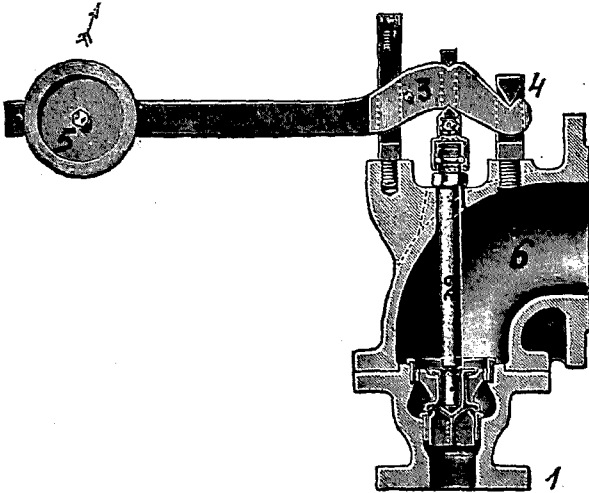


Фиг. 4.—Водоуказательное стекло.



Фиг. 5.—Манометръ.

ство манометра видно изъ фиг. 5. Трубка манометра своимъ отверстиемъ (1) сообщается съ паровымъ пространствомъ котла, другой же конецъ этой спирально согнутой трубки запаиваеь наглухо и связанъ шарнирно помощью тяги съ поворачивающимся рычагомъ. Центръ вращения рычага укрѣпленъ въ корпусѣ прибора. Другое плечо рычага несетъ на себѣ зубчатый секторъ, сдѣляющійся съ зубчатымъ колесомъ, которое наглухо насажено на ту же ось, что и указательная стрѣлка прибора; ось эта вращается въ подшипникахъ, составляющихъ одно цѣлое съ корпусомъ прибора. При увеличеніи давленія пара въ котлѣ, т. е. и въ трубкѣ манометра, стрѣлка движется въ направленіи часовой стрѣлки. При-



Фиг. 6.—Предохранительный клапанъ съ гиревой нагрузкой.

боръ снабжается циферблатомъ съ дѣлениями на атмосферы или фунты на кв. дюймъ, при чемъ противъ нормальнаго для котла давленія ставится красная черта.

3. Предохранительный клапанъ ставится для контроля давленія въ котлѣ и для выпуска избытка пара въ атмосферу въ случаѣ возрастанія давленія сверхъ нормы. Устройство представлено на фиг. 6.

Отверстіе въ стѣнкѣ котла перекрывается клапаномъ, который нагружается сверху грузомъ, дѣйствующимъ черезъ рычагъ 2-го рода. Условіе равновѣсія клапана заключается въ томъ, что давленіе на клапанъ снизу, равное $\frac{\pi d^2}{4} P_k$, должно быть равно или меньше давленія отъ груза на клапанъ сверху $G \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2}$, гдѣ обозначено:

d —діаметръ клапана (см)

P_k —манометр. давленіе въ котлѣ (kg/cm^2)

G —вѣсъ груза (kg)

l_1 —короткое плечо рычага (см)

l_2 —разстояніе отъ оси клапана до центра тяжести груза (см).

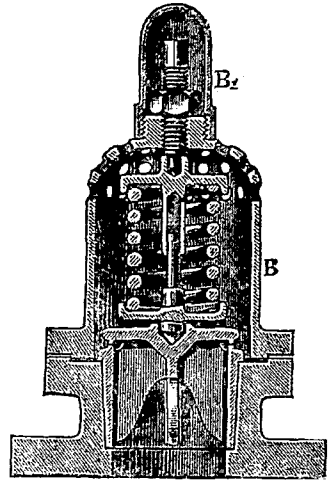
При $G \frac{l_1}{l_1 + l_2} < \frac{\pi d^2}{4} P_k$ клапанъ открывается и выпускаетъ паръ

въ атмосферу. При $G \frac{l_1}{l_1 + l_2} > \frac{\pi d^2}{4} P_k$ клапанъ снова закрывается автоматически дѣйствіемъ груза.

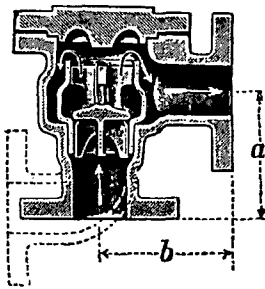
Вмѣсто гиревой нагрузки часто примѣняется нагрузка пружиной, которая можетъ дѣйствовать или черезъ посредство рычага, какъ и

въ предыдущемъ случаѣ, или пружина можетъ давить на клапанъ непосредственно. Послѣдній случай изображенъ на фиг. 7. Предохранительныхъ клапановъ ставится, согласно нашему законодательству, по два на каждый котель.

4. **Питательный клапанъ.** Черезъ питательный клапанъ вводится въ котель вода при помощи насоса или инжектора, подающихъ воду подъ давленіемъ. Питательный клапанъ (фиг. 8) представляетъ собою автоматически дѣйствующій обратный клапанъ. Клапанъ этотъ устраивается въ питательной головкѣ (или „кувшинѣ“) и перекрываетъ питательную трубу. Онъ открывается, когда подъ дѣйствіемъ питательнаго насоса давленіе въ питательной трубѣ дѣлается выше, чѣмъ въ котлѣ, и по прекращеніи питанія автоматически закрывается выходъ изъ котла, такъ какъ давленіе въ котлѣ больше, чѣмъ въ питательной трубѣ, въ періодъ, когда котель не питается насосомъ. Питательныхъ клапановъ, по нашимъ законамъ, полагается ставить два на каждый котель.

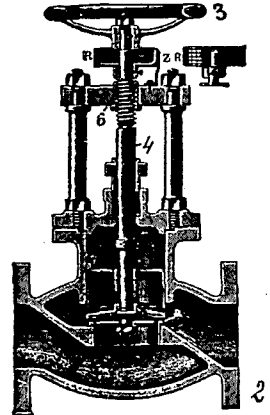


Фиг. 7.—Предохранительный клапанъ съ непосредственной пружинной нагрузкой.



Фиг. 8.—Питательный клапанъ.

5. **Запорный вентиль.** На паровой трубѣ, которая отводитъ паръ отъ котла къ машинѣ, ставится запорный клапанъ, изображенный на фиг. 9, который отдѣляетъ котель отъ паропровода. Устройство его просто и поясненій не требуетъ. Укажемъ только, что существу-



Фиг. 9.—Запорный клапанъ (вентиль).

ютъ системы запорныхъ клапановъ, которые автоматически могутъ закрывать выходъ пара изъ котла въ случаѣ разрыва магистрального паропровода.

6. **Спускной кранъ.** Въ самой нижней части котла ставится спускной кранъ простѣйшаго устройства, черезъ который можно опорожнять котель отъ воды въ случаѣ надобности, напр., при подготовкѣ котла для внутренней чистки, при продувкѣ котла отъ грязи и соленой воды и т. п.

7. **Воздушный кранъ.** Чтобы можно было опорожнить котель при атмосферномъ давленіи, необходимо въ паровое пространство впускать атмосферный воздухъ. Иначе, при истеченіи воды въ паровомъ пространствѣ получится давленіе ниже атмосфернаго, и истеченіе воды

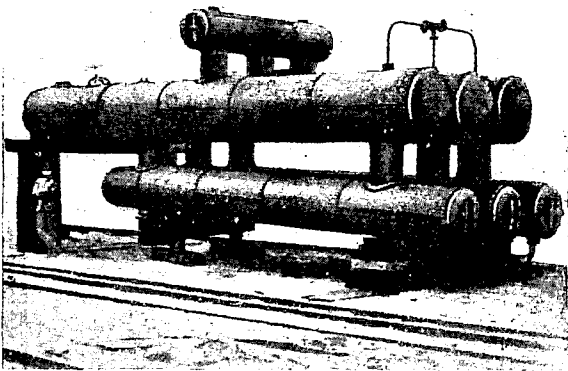
прекратится. Для этой цѣли ставятъ иногда воздушный кранъ, но можно вмѣсто того подклинивать (открывать) предохранительные клапаны или открывать люки.

8. **Лазы и люки.** Для возможности прониканія внутрь котла рабочихъ для внутренней чистки или ремонта на котлѣ дѣлаютъ овалыныя вырѣзы (размѣромъ не менѣе 300×400 мм), которые называются лазами и закрываются желѣзными штампованными крышками на прокладкахъ. Крышки устроены такъ, что онѣ прижимаются къ гнѣздамъ внутреннимъ давленіемъ въ котлѣ, а удерживаются на мѣстѣ помощью скобъ (бугелей) и болтовъ съ гайками. Меньшихъ размѣровъ вырѣзы, предназначенныя для работъ по осмотру и очисткѣ котла, перекрываются тоже крышками и носятъ названіе люковъ.

9. **Контрольныя пробки.** Въ котлахъ съ внутренними топками часто въ потолокъ топки завинчиваютъ сквозныя пробки, залитыя внутри оловомъ или легкоплавкимъ сплавомъ. Назначеніе такихъ пробокъ слѣдующее: если уровень воды понизится до того, что потолокъ топки обнажится, то сплавъ плавится, и изъ пробки начинаетъ сильно парить, что и даетъ знать котельной прислугѣ объ опасномъ состояніи котла. При расплавленіи пробокъ выгребаютъ жаръ изъ топки.

§ 12. Баттарейные котлы. Котлы съ кипяtilьниками и подогревателями.

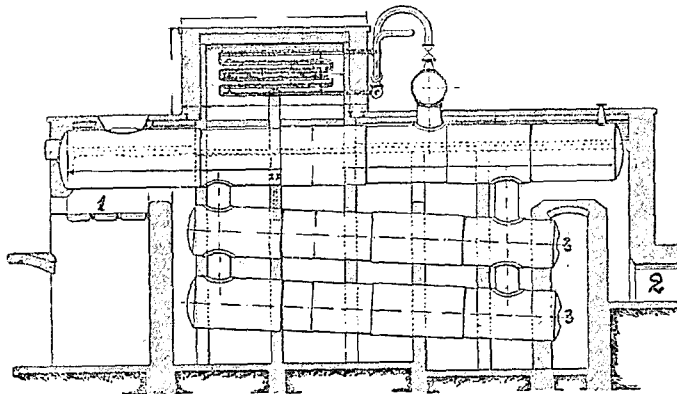
Простые цилиндрическіе котлы почти не употребляются. Они даютъ очень малую поверхность нагрѣва и годны для низкихъ давленій пара. При увеличеніи же размѣровъ и давленія стѣнки для сохраненія прочности приходится утолщать, и котель получается тяжелый, дорогой и огромныхъ размѣровъ, непригодныхъ для транспорта даже по желѣзнымъ дорогамъ. Чтобы обойти эти недостатки, иногда строятъ баттарейные котлы, фиг. 10 и 11, состоящіе изъ ряда цилиндрическихъ котловъ малаго діаметра, соединенныхъ въ общую систему патрубками (соединительными трубами). Верхній резервуаръ называется котломъ, а нижніе или кипяtilьниками, или подогревателями, смотря по тому въ первомъ или въ послѣдующихъ дымоходахъ они расположены. Та-



Фиг. 10.—Видъ баттарейнаго котла (безъ обмуровки).

Верхній резервуаръ называется котломъ, а нижніе или кипяtilьниками, или подогревателями, смотря по тому въ первомъ или въ послѣдующихъ дымоходахъ они расположены. Та-

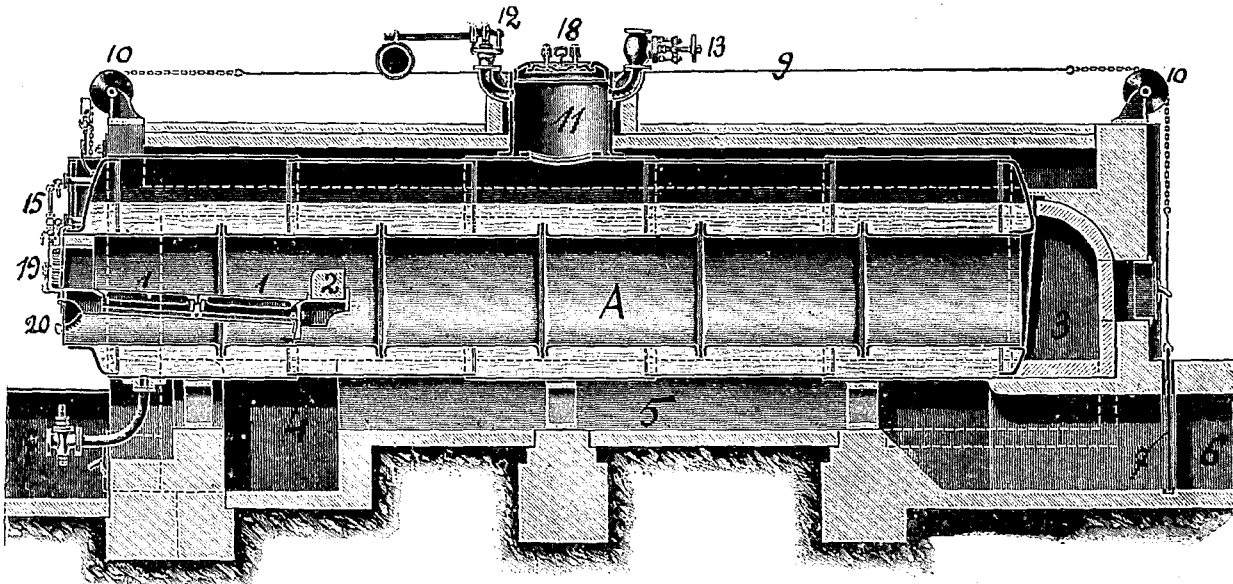
кого рода котлы имѣютъ нѣкоторое распространіе; сама же идея устройства безусловно хороша и привела въ концѣ концовъ къ созданію водотрубныхъ котловъ, которые описаны дальше.



Фиг. 11.—Обмурованный батарейный котель (1—колосн. рѣшетка, 2—борозъ, 3—очистные лазы).

§ 13. Котлы съ жаровыми трубами и съ дымогарными трубками.

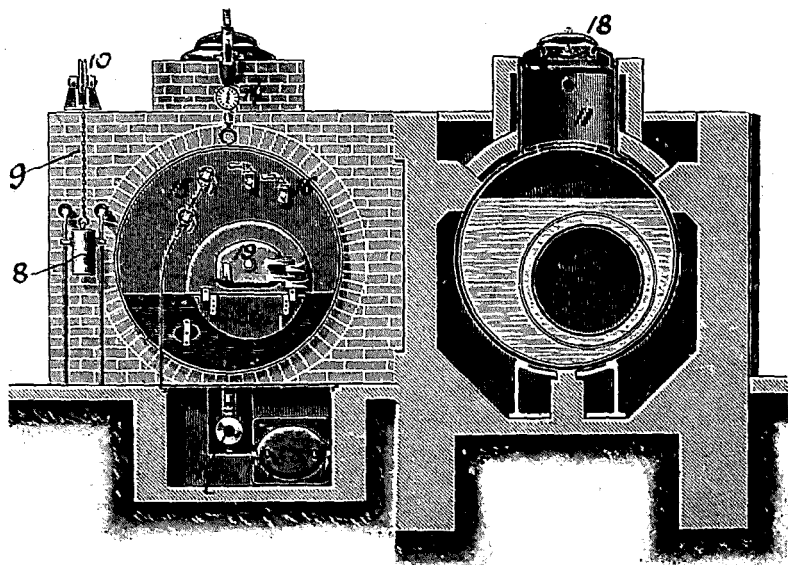
1. Корнваллійскій и Ланкаширскій типъ. Для улучшенія качества простого цилиндрическаго котла его можно снабдить жаровой трубой



Фиг. 12.—Продольный разрѣзъ корнваллійскаго котла (1—колосники, 2—порогъ топки, 4—жаровая труба, 3—поворотъ въ первый дымоходъ, 4—первый дымоходъ, 5—второй дымоходъ. 6—борозъ, 7—регистръ, 9—цѣнь регистра, 10—блоки, 11—сухопарникъ, 12—предохран. клапанъ, 13—запорный вентиль. 15—водяное стекло, 17—спусковой кранъ, 18—лазъ, 19—топочная дверца, 20—золиковая дверца).

большаго діаметра. Такой котель изображенъ на фиг. 12 и 13 и носитъ названіе корнваллійскаго котла. Труба эта вставляется въ вырѣзы въ

днищах котла и пронизывает котель насквозь. Она клепается из отдельных звеньев и склепывается с днищами. Внутри жаровой трубы устраивается топка с колосниковой рѣшеткой. Обмуровка котла устраивается большею частью такъ, что изъ жаровой трубы топочные газы поворачиваютъ по боковому дымоходу къ фасаду котла и затѣмъ

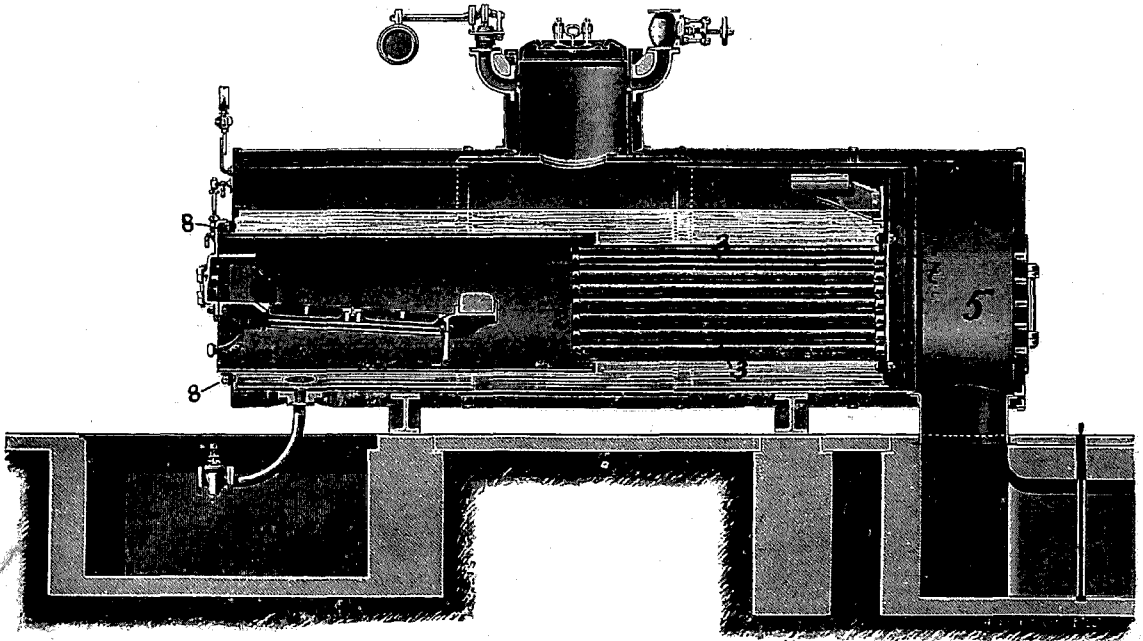


Фиг. 13.—Поперечный разрѣзъ и фасадъ корнваллійскаго котла (см. обозначенія фиг. 12; кромѣ того: 8—гиря регистра, 14—манометръ, 16—водопробные краны).

идутъ обратно по другой сторонѣ котла къ борову. Жаровая труба ставится эксцентрично оси котла. Благодаря этому, одна сторона котла нагрѣвается больше, другая меньше, вслѣдствіе чего является довольно сильная циркуляція воды внутри котла отъ холодной стороны къ горячей, что увеличиваетъ интенсивность парообразованія, которая при естественной тягѣ доходить до 15—18 kg пара съ 1 qm поверхности нагрѣва въ часъ. Сама же поверхность нагрѣва получается много больше, чѣмъ при цилиндрическомъ котлѣ. Кромѣ того, при внутренней топкѣ не теряется теплота, выдѣляемая топливомъ черезъ лучеиспусканіе, и которая составляетъ, въ зависимости отъ рода топлива, отъ 10 до 30% всей теплоты топлива. Для еще большаго увеличенія поверхности нагрѣва (и для приданія эластичности и прочности) жаровую трубу дѣлаютъ волнистой—трубы Фокса и Мориссона, котлы Шульца-Кнаудта. Кромѣ того, иногда пересѣкаютъ жаровую трубу наклонно расположенными патрубками, заполненными водой,—котлы Галловэя. Очень часто вмѣсто одной жаровой трубы примѣняютъ двѣ жаровыхъ трубы, расположенныхъ параллельно,—эти котлы носятъ названіе Ланкаширскихъ.

2. Локомобильные котлы (Ферберна). Въ локомобиляхъ (фиг. 14) примѣняются котлы, въ которыхъ жаровая труба простирается въ длину только настолько, насколько требуетъ расположеніе топки. Далѣе жаровая труба

заканчивается стѣнкой, въ которой просверлено много отверстій, въ которыя въ свою очередь вставлены трубки малаго діаметра (2—3 дюйма). Эти трубки другими своими концами вставляются въ рѣшетку задняго днища. Трубки эти носятъ названіе дымогарныхъ трубокъ. Въ рѣшетки онѣ вставляются плотно и укрѣпляются вальцованіемъ (т. е. раздачей). Благодаря большому количеству дымогарныхъ трубокъ, получается очень большая поверхность нагрѣва, такъ что, не-



Фиг. 14.—Разрѣзъ локомобильнаго котла (1—топка, 2—рѣшетка топki, 3—дымогарныя трубки, 4—рѣшетка дымовой коробки, 5—дымовая коробка, 6—борозъ, 7 и 8—болты, скрѣпляющіе рѣшетку и топку съ днищами котла).

смотря на то, что котель не длиненъ, газы выходятъ въ дымовую коробку котла при сравнительно низкой температурѣ (250—300°С). Обычно жаровая труба крѣпится не непосредственно въ переднемъ днищѣ котла, а въ особомъ съемномъ днищѣ, связанномъ съ главнымъ болтами. Такъ же и дымогарныя трубки вальцуются не непосредственно въ заднемъ днищѣ, а въ особомъ съемномъ, присоединяемомъ къ заднему извнутри помощью болтовъ. Благодаря этому, вся система топki и дымогарныхъ трубокъ при очисткѣ котла можетъ быть выдвинута изъ котла въ кочегарку, гдѣ и легко уже очистить поверхность дымогарныхъ трубъ отъ накипи. Котлы употребляются обычно безъ обмуровки.

3. Паровозный котель (Сегвена и Стефенсона-Бута). Паровозный котель, фиг. 15, сильно напоминаетъ локомобильный, только топка помѣщается не въ жаровой трубѣ, а представляетъ собою опрокинутую вверхъ дномъ коробку. Колосниковая рѣшетка помѣщается внизу. Наружный котель слѣдуетъ вполне за формой топki и соединяется

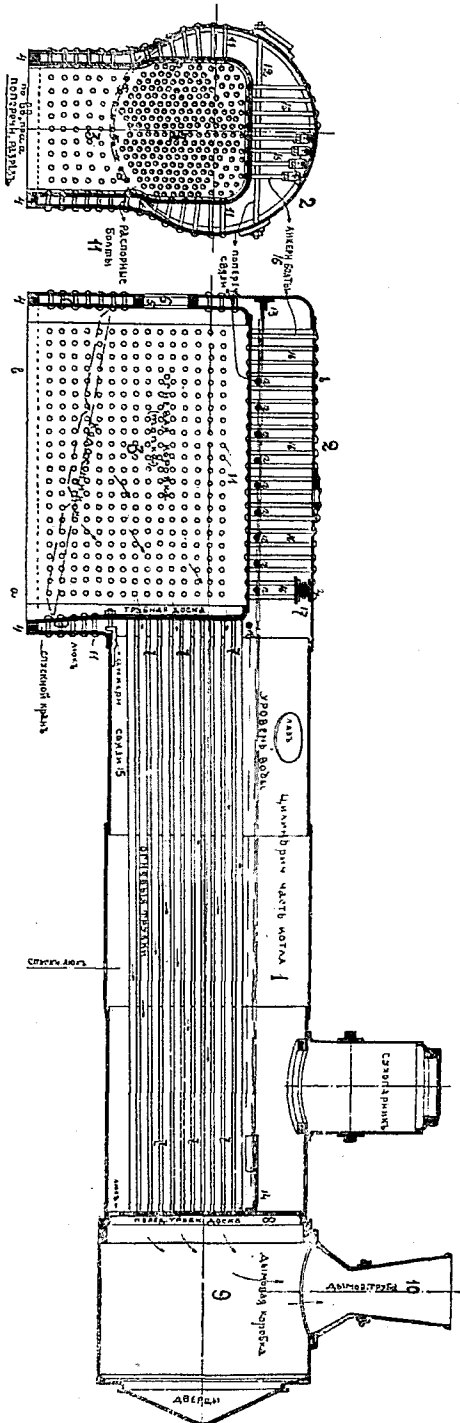
съ ней внизу, у колосниковой рѣшетки, помощью обвязного кольца. Такое же обвязное кольцо вставлено въ вырѣзь для топочныхъ дверецъ. Такое устройство топки, сохраняя всѣ преимуще-

ства внутренней топки, позволяетъ дѣлать очень большую колосниковую рѣшетку, нужную для сжиганія большого количества топлива въ виду огромнаго расхода пара паровозомъ. Кроме того, объемъ топки получается достаточнымъ для хорошаго перемѣшиванія продуктовъ горѣнія, вслѣдствіе чего горѣніе происходитъ совершенно. Передняя стѣнка топки устраивается съ отверстиями, въ которыя вставляются дымогарныя трубки, другимъ своимъ концомъ вальцуемая въ переднюю рѣшетку, т. е. стѣнку, отдѣляющую цилиндрическую часть котла отъ дымовой коробки. Количество трубокъ достигаетъ до 250—300, диаметръ ихъ 52—55 м/м., поверхность нагрѣва нерѣдко достигаетъ до 250 и даже болѣе кв. Паровозные котлы работаютъ всегда съ искусственною тягою, при чемъ продуктивность ихъ достигаетъ до 50—75 kg пара съ 1 кв. поверхности нагрѣва въ 1 часъ.

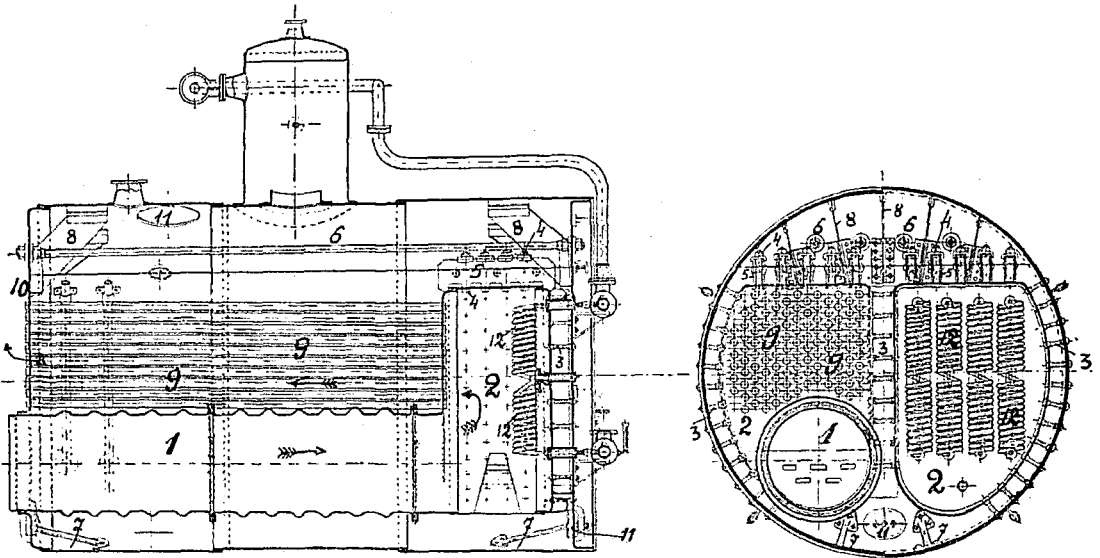
4. Пароходный котель (Шотландскій или оборотной). Устройство котловъ, часто примѣняемыхъ на пароходахъ, показано на фиг. 16 и 17. Котель имѣетъ двѣ—три

топки, располагаемыя въ жаровыхъ трубахъ. Эти жаровыя трубы соединяются съ внутренней огневою коробкой, имѣющей форму ящика.

Фиг. 15.—Продольный разрѣзъ паровознаго котла. (1—цилиндрическая часть котла, 2—кожухъ топки, 3—топка, 4—обвязное кольцо топки, 5—обвяз. кольцо топочнаго отверстия, 6—топочное отверстие, 7—дымогарная трубка, 8—передняя рѣшетка, 9—дымовая коробка, 10—дымовая труба, 11—17—укрѣпительныя связи).



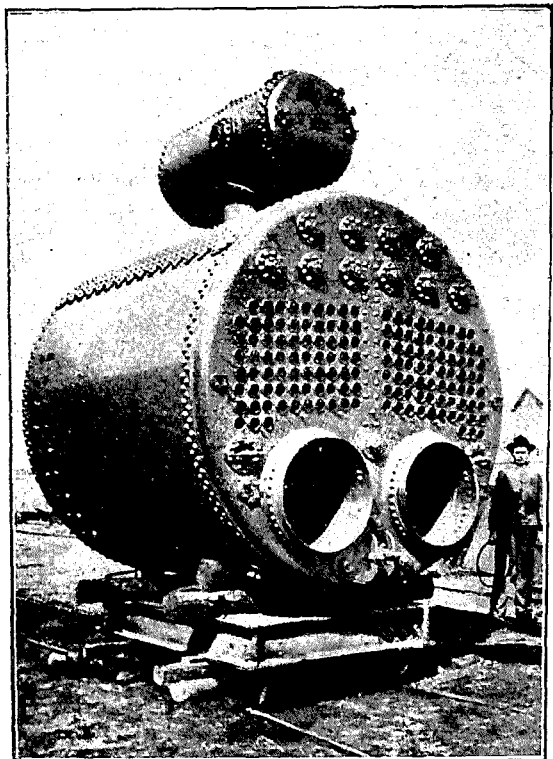
Выше жаровыхъ трубъ располагаются дымогарныя трубки малаго диа-



Фиг. 16.—Разрѣзы пароходнаго котла. (1—топка, 2—огневая коробка, 3—8—различн укрѣпленія и связи, 9—дымогарныя трубки, 10—передняя рѣшетка, къ которой укрѣпляется непоказанная на фиг. дымовая коробка, 11—лазы).

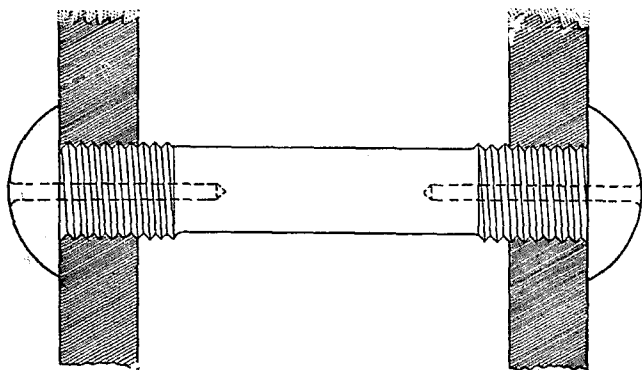
метра (около 75 м/м), которыя связываютъ внутренность огневой коробки съ дымовой коробкой, прикрѣпленной на фасадѣ котла. Такимъ образомъ, пламя дѣлаетъ поворотъ на 180° внутри котла, почему ихъ и называютъ обратными. Судовые котлы имѣютъ часто очень большіе размѣры, поверхность нагрѣва до 300 кв (для 1 котла). Довольно длинныя дымоходы и внутренняя топка хорошо используютъ теплоту топлива. Судовые котлы работаютъ и при естественной и при искусственной тягѣ. Наибольшая продуктивность достигаетъ до 30—40 кг пара въ 1 кв въ часъ.

5. Крѣпленія плоскихъ стѣнокъ въ огнетрубныхъ котлахъ. Цилиндрическая часть котла



Фиг. 17.—Видъ пароходнаго котла со снятой дымовой коробкой.

прекрасно по своей формѣ выдерживаетъ внутреннее давленіе. Равнымъ образомъ приспособлены къ этому по формѣ и жаровыя трубы, дымогарныя трубки и сферическія днища. Если же въ котлѣ есть плоскія стѣнки, какъ,



Фиг. 18.—Распорная связь для укрѣпленія плоскихъ стѣнокъ.

напр., стѣнки паровой топки, огневой коробки въ судовыхъ котлахъ, плоскія днища котла и т. п., то безъ добавочнаго укрѣпленія онѣ легко могутъ прогибаться подъ дѣйствіемъ внутренняго давленія въ котлѣ. Поэтому ихъ всегда укрѣпляютъ, связывая плоскія стѣнки топки съ стѣнками кожуха котла помощью

часто расположенныхъ связныхъ болтовъ, изображенныхъ на фиг. 18; эти болты ввинчиваются въ обѣ стѣнки на рѣзбовѣ и хорошо ихъ соединяютъ. Нагрузка, приходящаяся на часть стѣнки, укрѣпляемую даннымъ связнымъ болтомъ, передается на связной болтъ, который работаетъ на разрывѣ. Въ-мѣсто укрѣпленія связями иногда просто усиливаютъ жесткость плоскихъ стѣнокъ; наклепывая на нихъ угольковое желѣзо. Иногда придаютъ плоскимъ стѣнкамъ волнистую форму для той же цѣли. Рѣшетки, въ которыхъ укрѣплены дымогарныя трубки, достаточно связываются именно этими трубками, которые играютъ роль связныхъ болтовъ; иногда же нѣкоторыя трубки дѣлаются потолще другихъ, снабжаются по концамъ винтовой рѣзбой и завинчиваются въ трубныя рѣшетки; онѣ называются связными дымогарными трубками. Типы крѣпленій видны на фиг. 15 и 16.

§ 14. Водотрубные паровые котлы.

Водотрубные котлы представляютъ собою развитіе идеи батарейныхъ котловъ: въ нихъ вода заключена въ цѣлый рядъ трубокъ малаго діаметра, которыя обогрѣваются топочными газами снаружи. Водотрубные котлы обладаютъ цѣлымъ рядомъ весьма выдающихся преимуществъ, вслѣдствіе чего и получили общее распространеніе. Главнѣйшими преимуществами водотрубныхъ котловъ являются:

а) Вслѣдствіе того, что вода заключена въ трубки малаго діаметра, повышеніе давленія не отзывается сильно на повышеніи толщины стѣнокъ, т. е. сохраняется хорошая теплопередача и малый вѣсъ. По той же причинѣ возможно создавать котлы съ очень большой поверхностью нагрѣва при маломъ вѣсѣ котла.

б) Вслѣдствіе чисто конструктивныхъ особенностей въ водотрубныхъ котлахъ наблюдается хорошая, а въ типахъ со стоячими трубками, и очень сильная циркуляція воды. Это улучшаетъ теплопередачу и увеличиваетъ интенсивность парообразованія.

с) По причинѣ малаго количества воды въ котлѣ разводка пара продолжается недолго (отъ $1\frac{1}{2}$ —2—3 часовъ), что имѣетъ большое значеніе въ смыслѣ сокращенія расхода топлива и при наличіи особенностей производства (частые перерывы) или службы (военныя суда).

д) Легкій транспортъ котла. Весь котель разбирается на такія сравнительно негромоздкія и легкія части, что облегчается транспортъ какъ по желѣзнымъ дорогамъ, такъ и по грунтовымъ. Есть типы котловъ, которые могутъ быть транспортируемы на вьюкахъ.

е) Ремонтъ котла совершается быстро; можно имѣть запасныя трубки и части или же цѣлые элементы.

ф) Водотрубные котлы занимаютъ относительно очень мало мѣста и мало вѣсятъ. Это имѣетъ значеніе при устройствѣ силовыхъ станцій въ большихъ городахъ (дорого мѣсто) или на военныхъ и торговыхъ судахъ (важно выиграть и мѣсто, и вѣсъ).

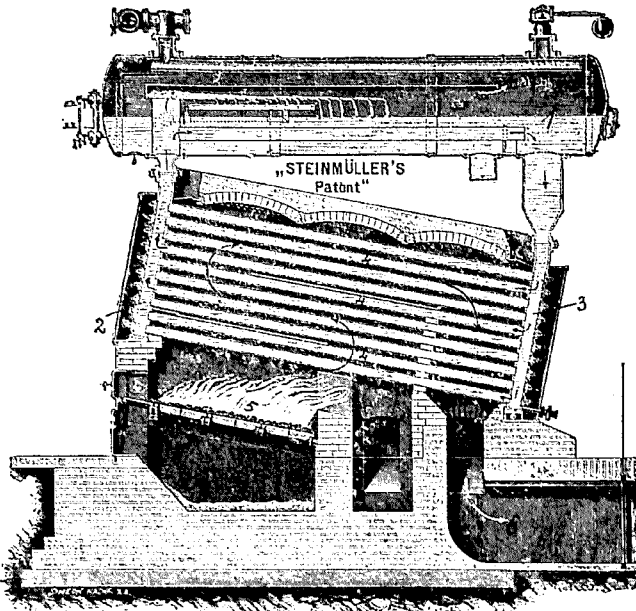
г) Относительно малая опасность при взрывѣ котла вслѣдствіе меньшаго содержанія воды. Далѣе, взрывъ трубки не влечетъ еще обычно взрыва котла, а только продуваніе содержимаго черезъ лопнувшую трубку.

Главнѣйшими недостатками водотрубныхъ котловъ являются: большое количество мѣстъ соединенія, сложность устройства котла и особенно арматуры его, сравнительно трудная очистка отъ накипи, а потому повышенныя требованія относительно качествъ питательной воды; большія колебанія давленія при переменномъ расходѣ пара вслѣдствіе малаго объема воды, т. е. малаго запаса теплоты внутри котла. Надо однако сказать, что преимущества обычно перетягиваютъ указанные недостатки, и водотрубные котлы находятъ все болѣе и болѣе обширное примѣненіе.

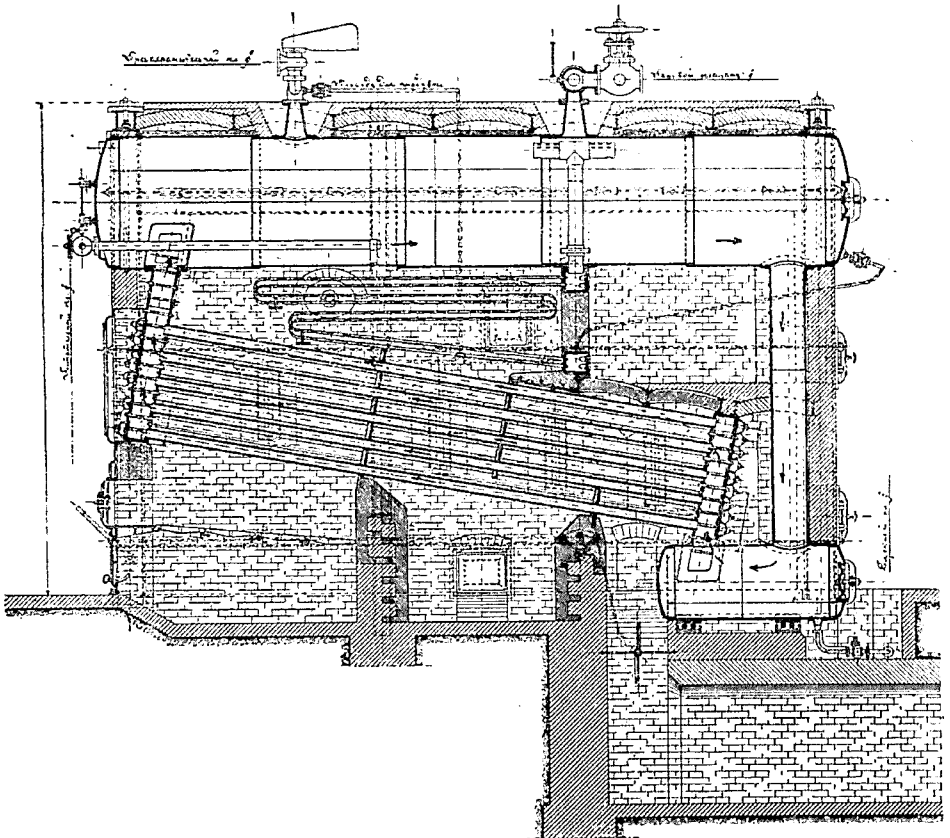
По характеру устройства водотрубные котлы дѣлятся на котлы съ лежащими трубками и котлы со стоячими трубками. Первый классъ котловъ въ свою очередь раздѣляется на котлы двухкамерные, однокамерные и секціональные. Рассмотримъ схематично устройство главнѣйшихъ типовъ котловъ.

а) Двухкамерные котлы.

Устройство котла состоитъ изъ (фиг. 19) двухъ камеръ—передней и задней, которыя соединены трубками. Каждая камера связана съ продольнымъ верхнимъ котломъ вертикальными патрубками. Въ камерахъ противъ трубокъ имѣются пробки или люки для чистки. Циркуляція воды происходитъ такъ: вода подается въ заднюю часть верхняго резервуара, опускается въ заднюю камеру, идетъ, нагрѣваясь, по трубкамъ къ передней камерѣ и черезъ нее подымается въ верхній резервуаръ, гдѣ выдѣляется паръ. Иногда для улучшенія циркуляціи (фиг. 20) вода подводится въ заднюю камеру наружной, холодной трубой и проходитъ черезъ грязевикъ, гдѣ отлагается грязь. Къ разсмотрѣнному классу котловъ относятся котлы Штейнмюллера, Вальтера, Фицнера и Гампера.

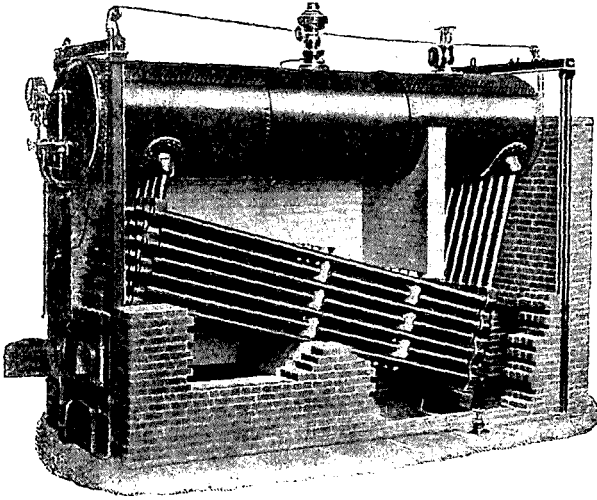


Фиг. 19.—Разрѣзь котла Штейнмюллера. (1—верхній котель, 2—передняя камера, 3—задняя камера, 4—кипятильные трубки, 5—топка),



Фиг. 20.—Разрѣзь котла Фицперъ-Гампера.

Видоизмѣненіе представляютъ котлы Бабкока и Вилькокса (фиг. 21), у которыхъ камеры раздѣлены на вертикальныя секціи, которымъ придана змѣеобразная форма (фиг. 22), благодаря чему трубки располагаются въ шахматномъ порядкѣ. Это даетъ лучшее использование теплоты газовъ, а разборность на секціи—удобный транспортъ и ремонтъ.

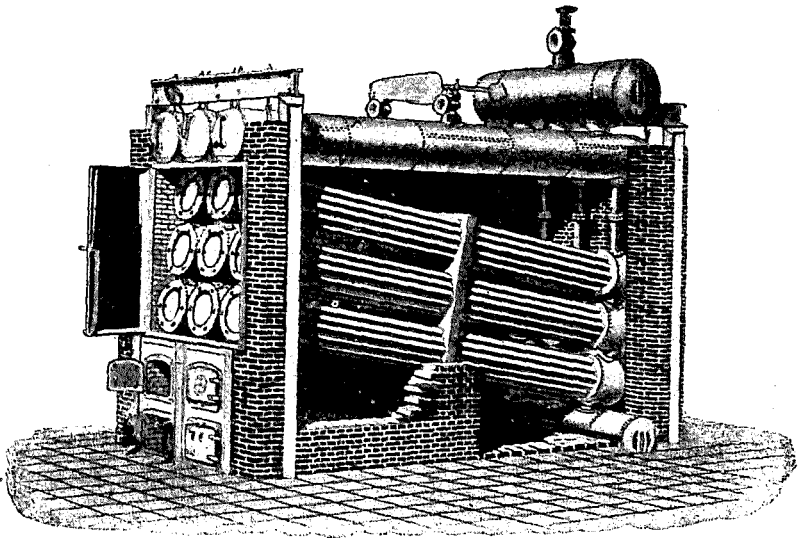


Фиг. 21.—Видъ котла Бабкока и Вилькокса.



Фиг. 22.—Видъ элемента камеры котла Бабкока.

Другое видоизмѣненіе представляютъ котлы Шухова, въ которыхъ каждая секція образована двумя бочкообразными камерами

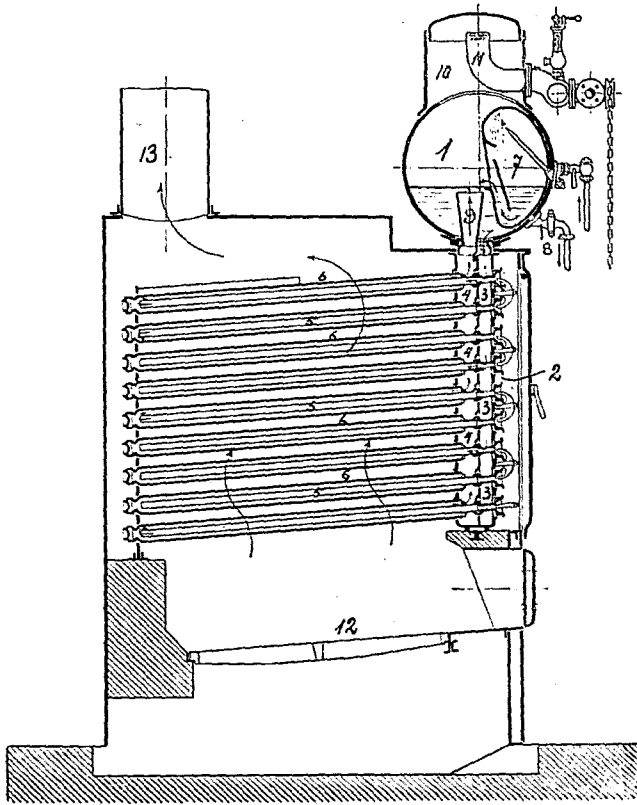


Фиг. 23.—Котель Шухова.

(фиг. 23) и системой трубокъ. Удобство—шахматное расположение трубокъ и малое количество люковъ (1 крышка на цѣлую камеру).

б) Котлы однокамерные (фиг. 24).

Камера имѣется только одна—передняя, но она раздѣлена на 2 отдѣленія поперечной вертикальной перегородкой. Въ заднюю стѣнку



укрѣплены кипящильныя трубки, наглухо закрытыя съ другого конца, а въ перегородку вставляются внутреннія циркуляціонныя трубки. Вода поступаетъ въ переднее отдѣленіе, идетъ по циркуляціоннымъ трубкамъ и, нагрѣваясь, возвращается въ заднее отдѣленіе камеры черезъ кольцевой зазоръ между кипящильными и циркуляціонными трубками. Такіе котлы вырабатываются заводомъ Дюрра. Заводъ Никлоса раздѣляетъ камеру на подобіе котловъ Бабкока на отдѣльныя змѣеобразныя секціи, достигая шахматнаго расположенія трубъ и разборности котла.

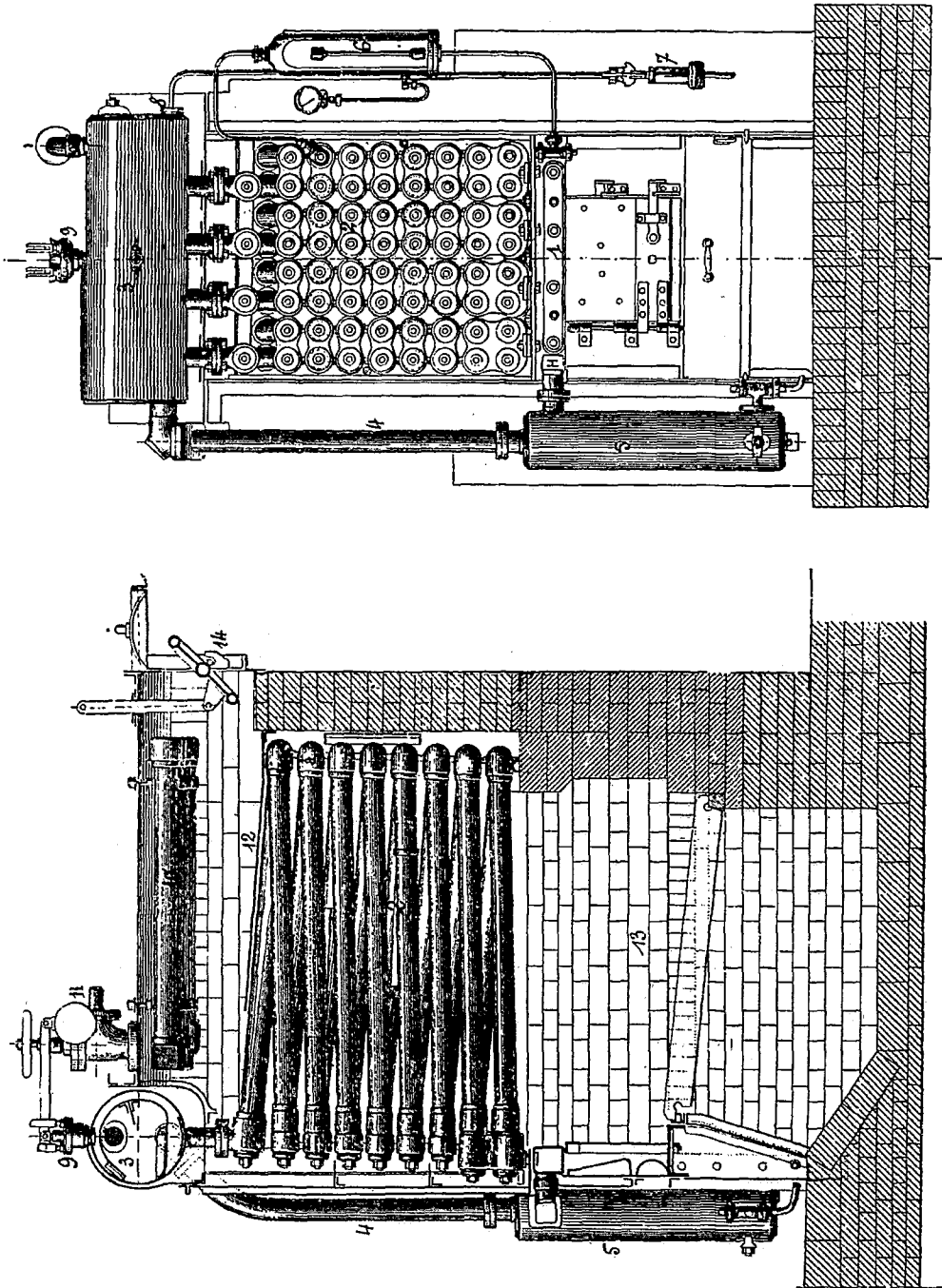
Фиг. 24.—Однокамерный котель Дюрра. (1—верхній котель, 2—камера, 3—холодное отдѣленіе камеры, 4—горячее отдѣленіе камеры, 5—циркуляціонныя трубки, 6—кипящильныя трубки, 12—колосники, 13—дымовыя трубы).

Преимущество однокамерныхъ котловъ—ихъ легкость, недостатокъ—сложность устройства.

с) Котлы секціональные.

Какъ на примѣръ устройства можно указать на котлы Белльвиля (фиг. 25), который преслѣдовалъ цѣль выработать безопасный отъ взрыва и легкій морской котель. Котель состоитъ изъ паросборника, водяного коллектора внизу и змѣеобразно изогнутыхъ трубчатыхъ элементовъ, соединяющихъ ихъ. Питательная вода вводится въ паросборникъ, опускается по наружной холодной трубѣ черезъ грязевикъ въ водяной коллекторъ и подымается по элементамъ. Въ верхней части элементовъ имѣется уже смѣсь пара и воды. Для надежности дѣйствія, въ виду весьма малаго количества воды, котлы Белльвиля снабжаются: автоматическимъ питателемъ съ особымъ питательнымъ насосомъ, регуляторомъ тяги, клапаномъ—уменьшителемъ давленія для

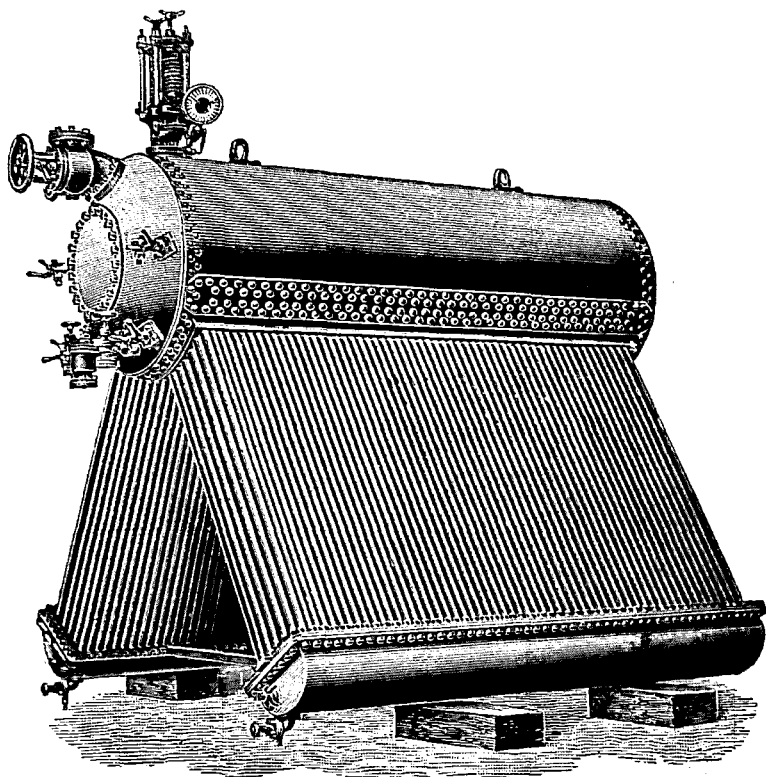
осушения пара и сепараторомъ для отдѣленія воды. Главный недостатокъ—сложность и ненадежность дѣйствія специальной арматуры. Въ настоящее время эти котлы уже не такъ распространены, какъ 5—10 лѣтъ назадъ.



Фиг. 26. — Секціональный котелъ Велльвиля. (1—водная труба, 2—кипятильные змѣйки, 3—верхній паровой коллекторъ, 4—наружная холодная труба, 5—гравитикъ-дефекторъ, 13—гопка, 14—регистръ).

Котлы съ вертикальными или стоячими трубками получили свое распространение сначала какъ судовые котлы и лишь въ послѣдніе

годы, въ виду выдающихся достоинствъ, перенесли и на силовыя станціи. Выдающаяся особенность разсматриваемыхъ котловъ—очень сильная циркуляція воды и въ результатъ высокая интенсивность парообразованія, доходящая до 35—40 кг пара съ 1 кв поверхности нагрѣва въ часъ при естественной тягѣ. Недостатокъ—влажный паръ вслѣдствіе бурнаго кипѣнія. Въ силу послѣдняго обстоятельства ихъ полезно снабжать паросушителями или пароперегрѣвателями.



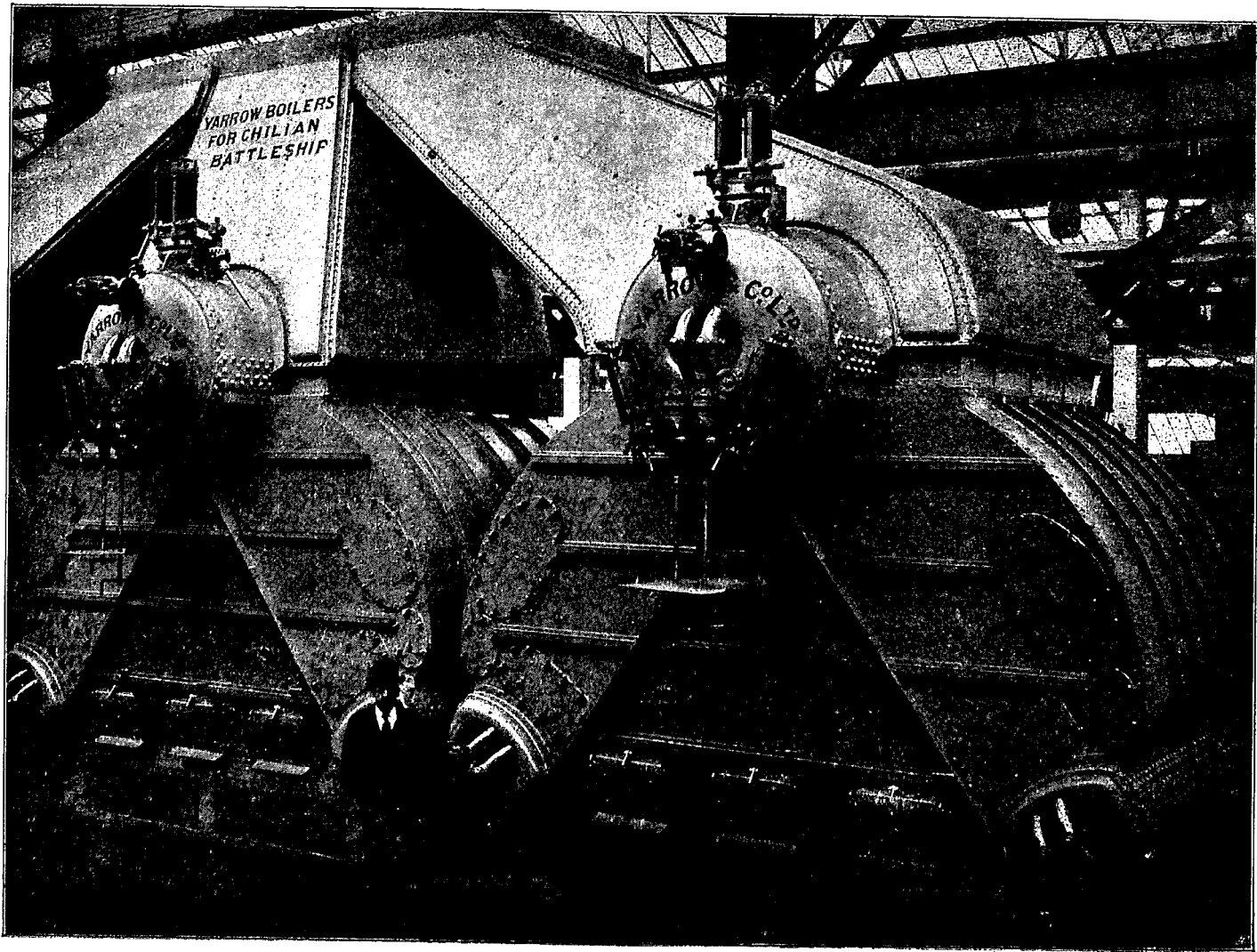
Фиг. 26.—Видъ котла Ярроу безъ обшивки.

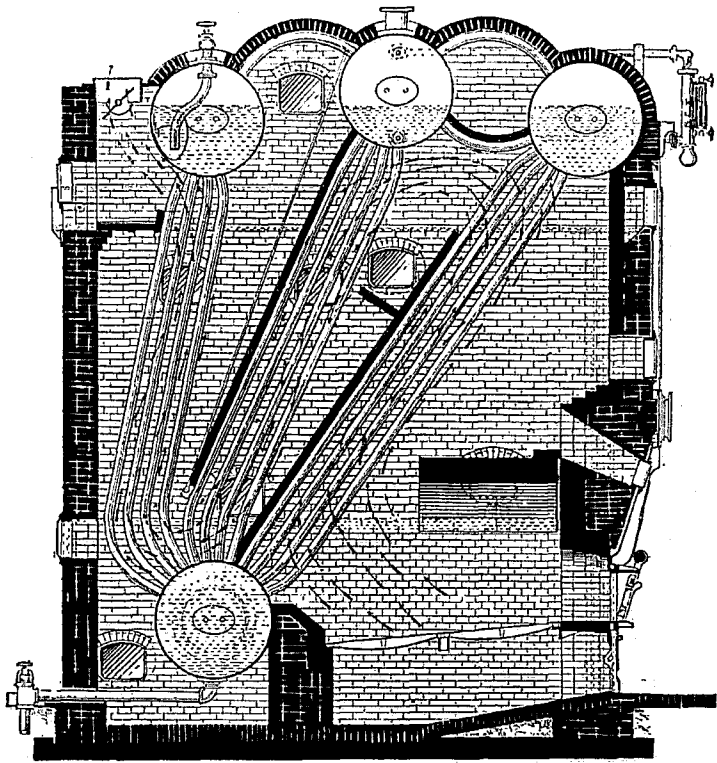
Какъ примѣръ судовыхъ котловъ опишемъ котель Ярроу (фиг. 26). Онъ состоитъ изъ верхняго и двухъ нижнихъ коллекторовъ, соединенныхъ почти вертикальными кипятельными трубками. Колосниковая рѣшетка располагается между водяными коллекторами. Циркуляція воды происходитъ изъ верхняго котла по наружнымъ рядамъ трубокъ (болѣе холоднымъ) внизъ и по внутреннимъ (болѣе горячимъ) вверхъ изъ водяного коллектора въ верхній резервуаръ. вмѣсто кирпичной обмуровки котель обливается желѣзными листами на азбестовой подкладкѣ.

На силовыхъ станціяхъ большое распространеніе получили котлы системы Стирлинга и Гарбэ.

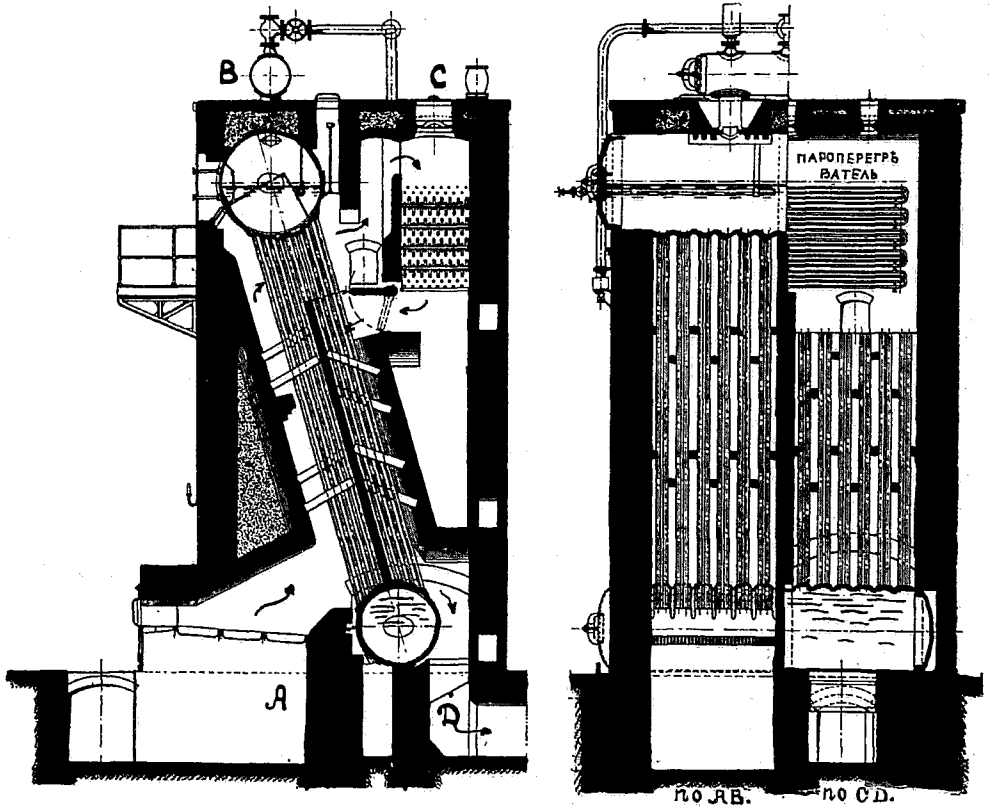
Схема котла Стирлинга представлена на фиг. 27.

Котель состоитъ изъ ряда верхнихъ барабановъ, укрѣпленныхъ на желѣзномъ каркасѣ обмуровки котла, и изъ нижняго барабана. Бара-





Фиг. 27.—Разрѣзъ котла Стирлинга.



Фиг. 28.—Разрѣзы котла Гарбѣ.

баны связаны между собой пучками изогнутыхъ трубокъ, такъ что нижній барабанъ является подвѣшеннымъ помощью трубокъ къ верхнимъ барабанамъ, образуя упругую систему, свободно расширяющуюся при нагрѣваніи. Верхніе барабаны соединены другъ съ другомъ и въ водяномъ (кромѣ задняго) и въ паровомъ пространствѣ. Питательная вода вводится въ задній верхній барабанъ, опускается по заднему пакету трубъ въ нижній барабанъ, гдѣ осаждается грязь, а болѣе чистая уже вода циркулируетъ въ переднихъ (горячихъ) пакетахъ кипятильныхъ трубокъ. Кромѣ очень высокой продуктивности (до 40 kg съ 1 qm въ часъ), котлы Стирлинга отличаются тѣмъ, что въ одномъ агрегатѣ возможно сосредоточить громадную поверхность нагрѣва до 2000 qm и даже болѣе, что очень важно на большихъ силовыхъ станціяхъ.

Котлы Гарбэ (фиг. 28) отличаются отъ котловъ Стирлинга тѣмъ, что имѣется лишь одинъ верхній барабанъ, а кипятильныя трубки прямыя, что удешевляетъ котель и упрощаетъ смѣну трубокъ. Котлы Гарбэ столь же интенсивны, но ихъ нельзя строить на такую большую поверхность нагрѣва, которая обычно не превышаетъ 500 qm. Котлы Гарбэ производитъ въ Россіи заводъ Фицнеръ-Гампера.

§ 15. Топливо и его горѣніе въ топкѣ.

Для отопленія котловъ примѣняется самое разнообразное топливо, какъ твердое, такъ и жидкое и газообразное. Изъ твердыхъ топливъ назовемъ уголь каменный и бурый, антрацитъ, коксъ, дрова, торфъ, опилки, корье и т. д. Въ качествѣ жидкаго топлива примѣняются нефть и нефтяные остатки (мазуть), а изъ газообразныхъ—газъ доменныхъ и коксовыхъ печей.

По химическому составу топливо состоитъ главнымъ образомъ изъ углерода (*C*), водорода (*H*) и кислорода (*O*). Вредными примѣсями являются вода (H_2O) и зола, т. е. неорганическія вещества, а также отчасти и сѣра (*S*), которая, хотя и освобождаетъ тепло при сгораніи, но раздѣлающе дѣйствуетъ на стѣнки котловъ.

При сгораніи*) 1 kg топлива, сгораніи полномъ и совершенномъ, выдѣляется извѣстное количество единицъ теплоты, которое и называется теплотворною способностью топлива. Сгораніе называется совершеннымъ тогда, когда въ продуктахъ горѣнія содержатся только высшія степени окисла, т. е. углекислота CO_2 и вода H_2O (въ видѣ паровъ), присутствіе окиси углерода (CO) и углеводородовъ (метанъ, этиленъ и т. п.) показываетъ на несовершенство горѣнія топлива.

Если извѣстенъ элементарный химическій составъ топлива, т. е. содержаніе по вѣсу *C*, *H*, *O*, *S* и т. д., то теплотворная способность

*) Горѣніемъ называется энергичное окисленіе топлива, т. е. соединеніе его съ кислородомъ. Реакція эта сопровождается выдѣленіемъ большого количества теплоты, вслѣдствіе чего происходитъ раскалываніе продуктовъ горѣнія до свѣченія (пламя).

Сравнительная таблица топливъ по К. В. Киршу.

СРЕДНИЕ СОСТАВЫ.			ТВЕРДЫЯ ТОПЛИВА.										Жидкое топливо.	
			Дрова.		Торфя.	Бур. уг.	Каменные угли.				Антрациты.			
			Береза.	Сосна.			Голубов. (Донец.) ряд.	Монган. (Дон.) соргов.	Кардифъ (англ.) соргов.	Рядов. Дон.	Грушев. (Донец.) кусков.	Нефтян.	остат.	
СОСТАВЪ.	Горючая части.	C ₁₂ %	36,8	38,0	38,8	48	66,5	71,3	85,5	76,9	88,0	76,0	86,5	
		H ₁	4,6	4,6	4,2	3,6	4,3	3,7	4,5	1,7	2,5	0,2	12,5	
		S ₃₂	—	—	—	1,0	2,5	2,7	1,0	1,0	1	0,8	—	
		O ₁₆ (+ N)	33,1	31,9	26,0	15,0	9,5	4,0	2,0	1,8	2	1,0	1	
	Негорючая части.	A (зола)	0,5	0,5	6,0	7,4	9,6	13,0	2	6,8	2	15	—	
		H ₂ O (вода)	25	25	25	25	7,6	5,3	5	11,8	4,0	7,0	—	
Вѣсъ 1 м ³		kg	570	420	500	700	800	800	850	800	850	750	900	
Теплотворная способность W въ ед. теплоты			3150	3200	3400	4300	6440	6860	8000	6630	7750	6100	10000	
Теор. объемъ возд. нужн. для полн. сжиг. 1 kg. топлива (безъ избыт., α=1) въ cbm $V_t = \frac{8,9C\% + 26,6H\% - 3,3(O - S)\%}{100}$			3,43	3,57	3,71	4,77	6,83	7,29	8,77	7,26	8,46	6,31	11,0	
Теорет. темп. горѣнія при α=1,5 T _{α=1,5}			1430	1400	1480	1450	1680	1700	1670	1630	1690	1690	1450	
При стоимости 1 пуда въ коп. (Москва, окт. 1909)			10 ^{1/2}	12	13	18	23	25	34	19	28	23	41	
1000 cal полезной теплопроизводител. стоятъ коп.			0,205	0,230	0,235	0,256	0,220	0,224	0,26	0,175	0,222	0,231	0,25	

топлива можетъ быть получена подсчетомъ по формулѣ

$$W \text{ ед. т.} = 8100 C + 34200 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2700 S.$$

Обычно берутъ, однако, значенія для теплотворной способности W по калориметрическимъ опытамъ, при чемъ для практики пользуются значеніями для W , изъ котораго вычтено количество единицъ теплоты, нужное для испаренія гигроскопически содержащейся въ топливѣ влажности,—т. е. берутъ практическую теплотворную способность.

Для полного и совершеннаго сжиганія 1 кг топлива необходимъ притокъ достаточнаго количества кислорода, заимствованнаго изъ воздуха. Поэтому, зная составъ топлива и составъ воздуха, можно опредѣлить, сколько воздуха надо подвести на 1 кг топлива. Это количество воздуха есть

$$\alpha = 12 \left[C + 3 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] \text{ кг.}$$

Въ дѣйствительности приходится вводить большее количество воздуха, раза въ 1,5—2 большее теоретическаго.

Понятіе о составѣ топлива, его теплотворной способности, температурѣ горѣнія и т. д. даетъ прилагаемая таблица (стр. 35), составленная В. М. Киршемъ въ Москвѣ, приведенная въ сокращенномъ видѣ.

Количество кг пара, получаемое въ котлѣ отъ сжиганія въ топкѣ 1 кг топлива, называется испарительной способностью топлива.

Очевидно, чѣмъ больше пару намъ надо получить отъ котла, тѣмъ большее количество топлива намъ надо сжигать на 1 кв колосниковой рѣшетки въ 1 времени (часъ), т. е. тѣмъ больше должна быть живость (интенсивность) горѣнія. Съ другой же стороны при этомъ необходимо соотвѣтственно увеличивать притокъ воздуха. Такимъ образомъ необходимо умѣть а) создать извѣстный притокъ воздуха въ топку черезъ поддувало и б) умѣть регулировать его, чтобы регулировать живость горѣнія.

§ 16. Возбужденіе тяги воздуха и регулированіе ея.

Обыкновенно притокъ воздуха въ поддувало обезпечивается высокою дымовою трубой (фиг. 29). Дѣйствіе дымовой трубы основывается на томъ, что барометрическое давленіе при выходѣ изъ трубы меньше, чѣмъ передъ топкой, соотвѣтственно высотѣ трубы; кромѣ того, вѣсъ продуктовъ горѣнія въ дымовой трубѣ (горячихъ) меньше вѣса того же размѣра столба наружнаго воздуха (холоднаго). Разряженіе въ дымовой трубѣ измѣряется обычно сифоннымъ тягомѣромъ въ м/м водяного столба, при чемъ тяга, возбуждаемая дымовой трубой, бываетъ 20—50 м/м водяного столба—рѣдко болѣе. Тяга помощію высокою дымовой трубы называется естественною тягою.

Часто, однако, дымовую трубу достаточных размѣров соорудить нельзя. Это бываетъ на силовыхъ станціяхъ на слабомъ грунтѣ, затѣмъ на подвижныхъ установкахъ, пароходахъ, паровозахъ и локомотивахъ. Кромѣ того, часто требуется такой большой притокъ воздуха (паровозы, военныя суда) вслѣдствіе большой живости горѣнія, что надо создать тягу въ 200 и даже болѣе m/m водяного столба. Тогда прибѣгаютъ къ тягѣ искусственной, которая можетъ быть высасывающей или нагнетательной.

а) Высасывающая тяга можетъ быть осуществлена конусомъ, какъ это дѣлаютъ на паровозахъ. Подъ трубою, по ея оси, располагаютъ паровую трубу отработаннаго пара съ конической насадкой, выходя изъ которой паръ, двигаясь съ большой скоростью, захватываетъ продукты горѣнія и выталкиваетъ ихъ въ дымовую трубу (фиг. 30). Въ дымовой коробкѣ получается сильное разреженіе, чѣмъ и создается притокъ воздуха въ зольникъ.

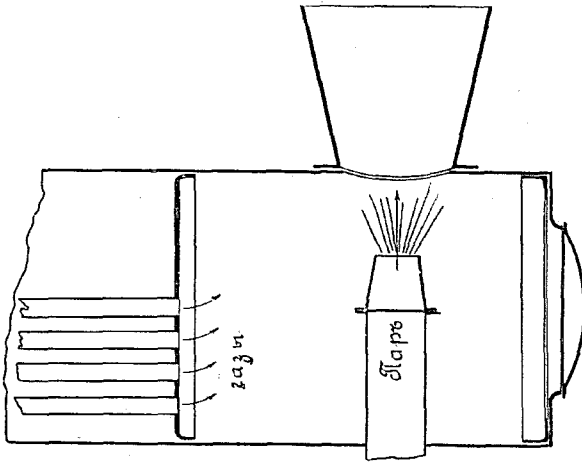
Вмѣсто конуса въ боровѣ можетъ быть расположенъ высасывающій вентиляторъ, который высасываетъ продукты горѣнія изъ ды-



Фиг. 29. — Сравненіе дымовой трубы и искусственной тяги помощью высасывающаго вентилятора.

моходовъ и нагнетается въ короткую дымовую трубу, обычно желѣзную (фиг. 29).

б) Нагнетательная тяга устраивается такъ: поддувало дѣлается закрытымъ и въ немъ помѣщается пароструйный аппаратъ, по дѣйствию своему аналогичный конусу. Тогда поднимается давленіе подъ колосниками и въ топку гонится воздухъ, засасываемый изъ кочегарки. Такая система называется пародутьевой топкой.



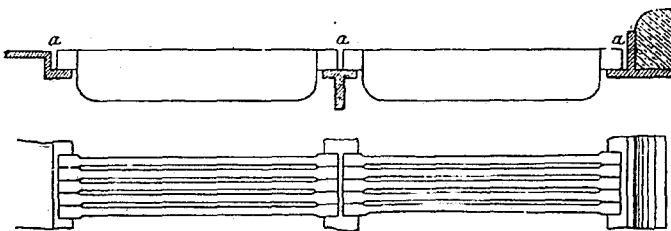
Фиг. 30.—Пароструйная искусственная тяга (конусъ).

Иначе, можно устроить вентиляторъ на закрытомъ поддувалѣ, который засасывалъ бы воздухъ изъ кочегарки и гналъ бы въ поддувало. При малыхъ размѣрахъ кочегарки и, наоборотъ, большихъ размѣрахъ вентилятора иногда дѣлаютъ самую кочегарню герметически закрытой и въ нее гонятъ наружный воздухъ помощью вентилятора. Такое устройство примѣняютъ на миноносцахъ; недостатокъ его тотъ, что кочегары работаютъ при повышенномъ давленіи, что вредно отзывается на здоровьи (кесонная болѣзнь, кровоизліяніе черезъ носъ).

Регулированіе притока воздуха въ топку при естественной тягѣ производится измѣненіемъ открытія дверецъ поддувала и регистра на боровѣ. При пароструйной тягѣ можно измѣнять давленіе пара въ конусѣ или же измѣнять величину выходного отверстія въ конусѣ, а при тягѣ помощью вентиляторовъ—измѣнять число оборотовъ вентиляторнаго колеса въ минуту.

§ 17. Особенности топокъ по роду топлива.

При отопленіи углемъ и дровами колосниковая рѣшетка устраивается или горизонтально, или съ небольшимъ уклономъ по направленію длины котла.

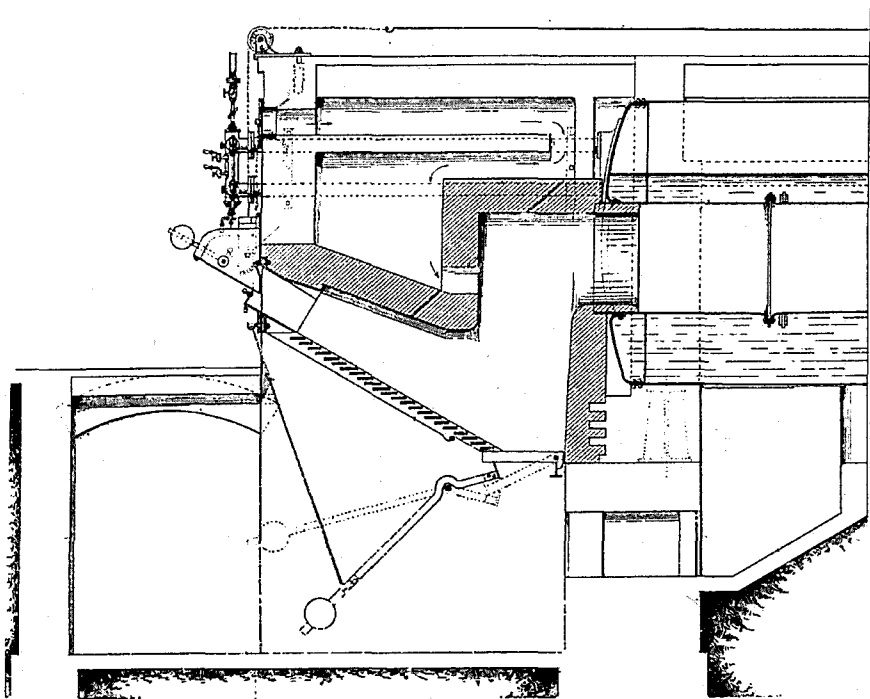


Фиг. 31.—Колосники для угольного и дровяного отопленія (а—балочки—опоры для колосниковъ).

Видъ колосниковъ показанъ на фиг. 31. Сумма площадей зазоровъ между колосниками дѣлается въ 25—40% всей площади рѣшетки, а ширина прозоровъ отъ 10—25 м/м въ зависимости отъ сорта угля: при неснекающихся-мелкихъ угляхъ берутъ меньшія значенія, даже меньше 10 м/м—отъ 2-5 м/м.

та угля: при неснекающихся-мелкихъ угляхъ берутъ меньшія значенія, даже меньше 10 м/м—отъ 2-5 м/м.

При отопленіи торфомъ, бурымъ углемъ, опилками и т. п. матеріалами топливо легко проваливается сквозь колосники. Въ то же время площадь прозоровъ должна быть велика, такъ какъ топливо это требуетъ большого количества воздуха. Въ этихъ случаяхъ примѣняютъ ступенчатая колосниковыя рѣшетки (фиг. 32). Колосники располагаются въ видѣ лѣстницы, между



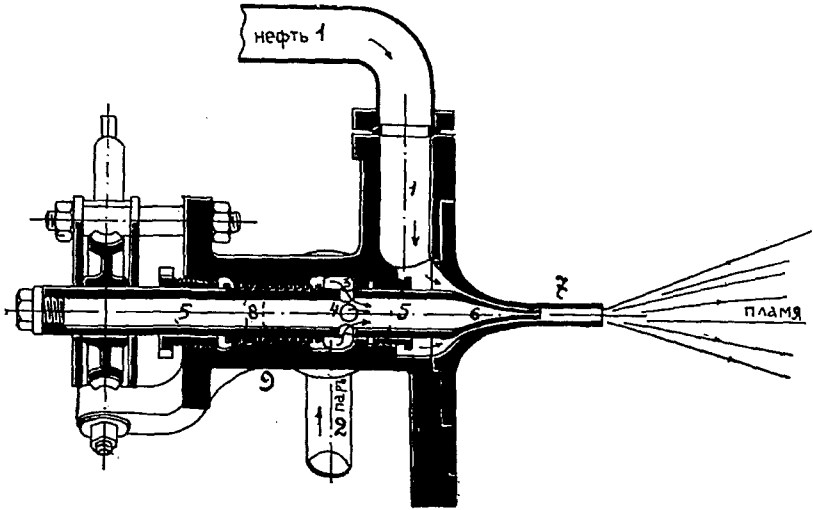
Фиг. 32.—Топки со ступенчатой колосниковой рѣшеткой (для торфа, бур. угля, опилокъ и т. п.).

ступенями которой проходитъ воздухъ. Топливо же ссыпается подъ угломъ естественнаго откоса и проваливаться въ зольникъ не можетъ.

При отопленіи антрацитомъ, если мы допустимъ горѣніе въ тонкомъ слоѣ, то легко перегораютъ колосники по причинѣ очень высокой температуры горѣнія. При толстомъ же слоѣ топлива очень велико сопротивление для прохода воздуха, такъ какъ антрацитъ горитъ очень плотнымъ слоемъ, разваливаясь на мелкія частицы. Поэтому въ настоящее время съ успѣхомъ примѣняютъ пародутьевыя топки, при которыхъ возможно сжиганіе толстымъ слоемъ. Колосники же хорошо охлаждаются большимъ количествомъ воздуха, вдуваемаго подъ колосники паровымъ аппаратомъ. На паровозахъ при антрацитовомъ отопленіи употребляютъ часто (Америка) трубчатые колосники, по которымъ циркулируетъ котельная вода.

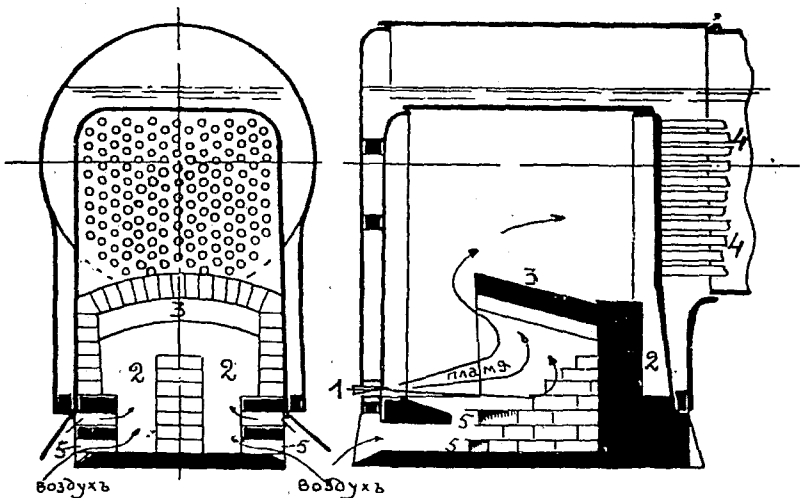
При отопленіи нефтью—нефть распыливаютъ обычно помощью особыхъ паровыхъ пульверизаторовъ—форсунокъ. Схема устройства одной изъ форсунокъ (Уркорта) изображена на фиг. 33. Паръ вводится во внутреннее сопло, нефть—въ наружную коробку и оттуда въ кольцевой зазоръ между соплами. Количество нефти и пара регулируется кранами. Изъ форсунки нефть, распыляясь паромъ, вылетаетъ, образуя метлообразное пламя. Расходъ

пара на распыливание нефти составляет около 3—4% от всего расхода пара котломъ. Въ виду очень высокой температуры нефтяного пламени стѣнки



Фиг. 33 — Разрѣзъ форсунки Уркарта. (1—нефтяная труба, 2—паровая труба, 3—паровая камера, 4—отверстія для пара въ выдвигной трубѣ, 5, 6—паровое сопло, 7—нефтяное сопло).

котла оберегаютъ отъ непосредственнаго дѣйствія пламени путемъ устройства кладки изъ огнеупорнаго кирпича. Примѣръ такой кладки для топки паровознаго котла показанъ на фиг. 34.



Фиг. 34.—Разрѣзы топки паровознаго котла для нефтяного отопленія. (1—форсунка, 2—лобовая стѣнка, 3—сводъ, 5—отверстія для подвода и подогрева воздуха).

При отопленіи котловъ газами, газъ*) подводятъ въ топку помощью регулируемой горѣлки. Въ топкѣ происходитъ смѣшеніе газа съ воздухомъ и горѣніе. Воздухъ обычно предварительно подогревается въ особыхъ каналахъ въ кладкѣ котла. Отопленіе газами теряетъ теперь значеніе, такъ какъ

*) Генераторный, доменный или коксовыхъ печей, или же натуральныи нефтяной газъ (Америка).

газы могут быть использованы непосредственно двигателями внутреннего горѣнія.

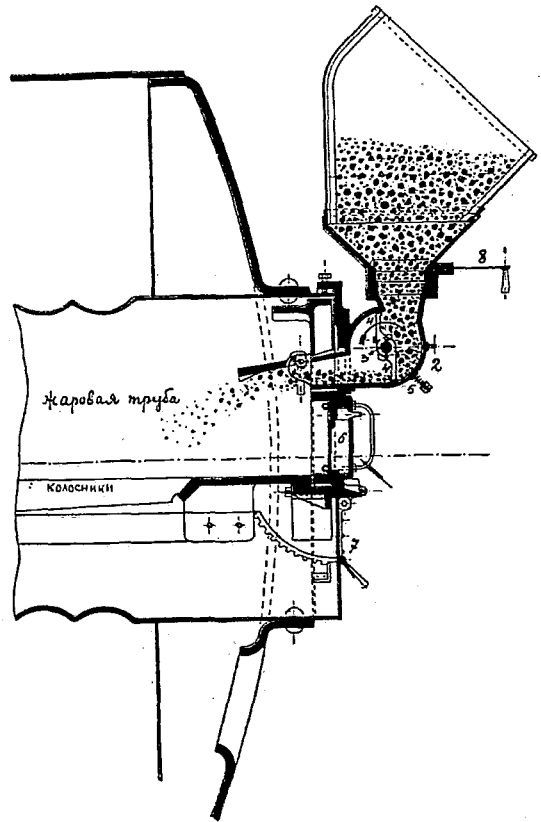
§ 18. Бездымное горѣние и его достиженіе.

Въ первое время послѣ загрузки свѣжей порціи топлива оно подвергается нагрѣванію и сухой перегонкѣ, при которой отдѣляется большое количество летучихъ углеводородовъ, для сжиганія которыхъ нужно очень большое количество воздуха. Такъ какъ притокъ воздуха въ топку равномеренъ, то воздуха первое время не хватаетъ для полного и совершеннаго сжиганія углеводородовъ, результатомъ чего является черный дымъ, выходящій изъ дымовой трубы. Появленіе такого дыма прежде всего обозначаетъ неэкономичное расходованіе топлива, а, во-вторыхъ, въ городахъ преслѣдуется изъ гигиеническихъ соображеній.

Чтобы устранить дымность горѣнія прибѣгаютъ къ двумъ главнымъ способамъ:

а) Введеніе добавочнаго воздуха въ топку послѣ забрасыванія топлива. Производится этотъ добавочный выпускъ непосредственно въ топку надъ слоемъ горячаго или же черезъ кладку порога въ топкѣ. Существуютъ автоматы (напр. Стаби, Каблицы и др.), которые вводятъ добавочное количество воздуха пропорціонально количеству заброшеннаго за одинъ приемъ топлива.

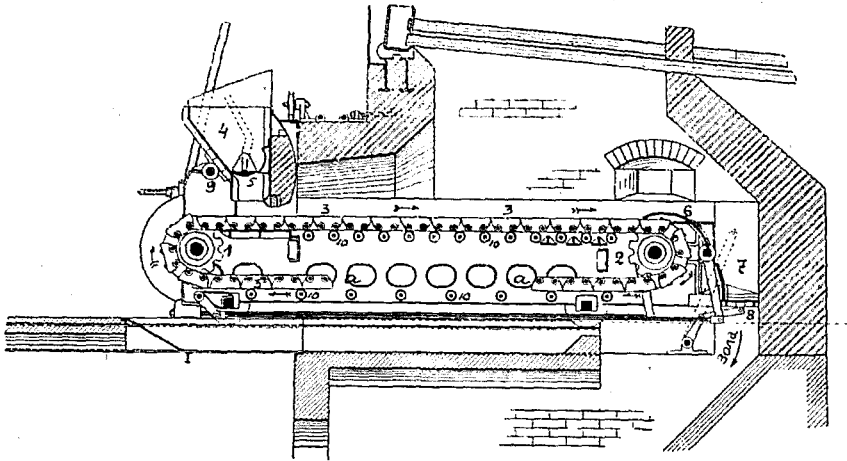
б) Непрерывное питаніе топливомъ вполне удовлетворяетъ условіямъ бездымности горѣнія. Наиболѣе совершенно непрерывность подачи топлива достигается при отопленіи газами и нефтью съ помощью форсунокъ. Но и при угольномъ отопленіи возможно достиженіе непрерывности подачи угля помощью механическихъ топокъ. Среди механическихъ топокъ отмѣтимъ два главныхъ принципа.



Фиг. 35.—Разрѣзъ механической топки Лича. (3—вращающійся валикъ, 4—лопатки, 6—топочная дверца, 7—золяниковая дверца, 8—защелка на угольномъ закромѣ).

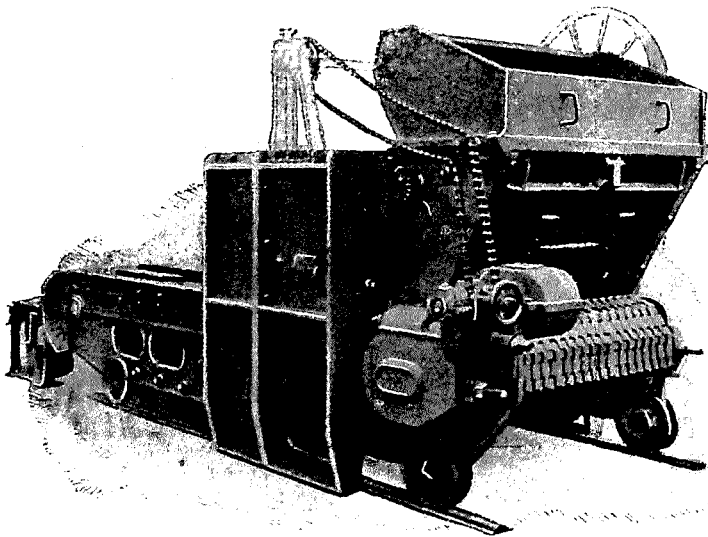
1) *Забрасыватели типа Лича.* Уголь грузится въ закромѣ (фиг. 35), изъ котораго уголь черезъ регулирующую задвижку падаетъ на ло-

натки быстро вращающагося валика, расположеннаго снаружи топочнаго отверстія. Лопатки захватывают уголь и бросают его въ топку. Чѣмъ быстрѣе вращается валикъ съ лопатками, тѣмъ дальше будетъ заброшенъ уголь. Поэтому, для того, чтобы покрыть колосниковую рѣшетку равномерно, скорость вращения валика периодически измѣняется.



Фиг. 36.—Разрѣзъ движущейся колосниковой рѣшетки въ топкѣ водотрубнаго котла. (1—передній движущій барабанъ, 2—задній ведомый барабанъ, 3—шарнирные колосники, 4—угольный закромъ, 5—регулирующая заслонка, 6—скребокъ для шлаковъ, 7—зольникъ, 10—ролики для поддержки колосниковой рѣшетки).

2) *Движущіеся колосники.* Колосниковая рѣшетка (фиг. 36 и 37) образована въ видѣ безконечной ленты, составленной изъ короткихъ, шар-



Фиг. 37.—Видъ движущейся колосниковой рѣшетки системы Бабкока.

нирносвязанныхъ колосниковъ, огибающихъ два зубчатыхъ барабана. При вращеніи одного изъ барабановъ перемѣщается вся колосниковая рѣшетка. Скорость перемѣщенія бываетъ невелика, 20—30 м/м въ ми-

нугу, и подбирается такъ, чтобы частица угля, положенная у топочныхъ дверецъ, успѣла вполне сгорѣть, доходя до задняго барабана. На движущуюся рѣшетку уголь попадаетъ изъ закрома съ регулирующимъ щитомъ. У задняго барабана обгорѣвшій уголь, т. н. шлакъ и зола, соскребаются особымъ скребкомъ и попадаетъ въ зольникъ.

Оба типа механическихъ топковъ пригодны при работѣ углемъ крупностью въ грецкій орѣхъ и меньше. Помимо достиженія бездымности горѣнія параллельно получаемъ большую экономію на персоналѣ, т. к. одинъ кочегаръ легко можетъ обслуживать нѣсколько котловъ. Забрасыватели больше подходятъ для котловъ съ внутренними топками (съ жаровыми трубами), а движущіяся рѣшетки для виѣшнихъ топковъ и въ особенности для водотрубныхъ котловъ.

§ 19. Полезное дѣйствіе котловъ. Экономайзеры.

При процессѣ обращенія теплоты топлива въ теплоту пара происходятъ потери части теплоты, а именно:

а) часть теплоты топлива теряется вслѣдствіе неполноты и несовершенства горѣнія въ топкѣ, т. е. вслѣдствіе того, что не все топливо сгораетъ (часть проваливается черезъ колосники, часть уходитъ въ видѣ сажи) и что въ продуктахъ горѣнія содержатся не вполне окисленные вещества, т. е. окись углерода CO и углеводороды. Эта потеря въ зависимости отъ рода топлива, способа его сжиганія и т. д. бываетъ отъ 2 до 10% всего количества теплоты топлива;

б) часть, и притомъ весьма значительная, теплоты уходитъ съ продуктами горѣнія въ дымовую трубу, ибо продукты горѣнія покидаютъ котель съ температурой около 300—400°C. Потеря эта достигаетъ 10—15% отъ всего количества теплоты и болѣе;

в) часть теплоты теряется вслѣдствіе лучеиспусканія кладки котла и дымоходовъ въ атмосферу и, наконецъ,

д) часть теплоты теряется, когда мы выгребаемъ изъ топки раскаленные шлаки и золу.

Общія потери котла достигаютъ $\approx 30\%$ всей теплоты топлива и иногда и болѣе. Коэффициентъ полезнаго дѣйствія котла обычно не выше 0,7.

Какъ мы видѣли, главная потеря—это потеря съ газами въ трубу. Чтобы ее уменьшить, нужно увеличивать поверхность нагрѣва. Но поверхность нагрѣва, обогрѣваемая газами съ температурой ниже 350—400°C, рабстааетъ очень слабо, между тѣмъ размѣры котла сильно увеличиваются. Поэтому болѣе выгоднымъ находятъ, чтобы газы покидали котель съ температурою около 400°, а затѣмъ въ боровѣ устраиваютъ батарею чугунныхъ трубъ съ большой поверхностью нагрѣва, по которой гонятъ питательную воду, прежде чѣмъ она попадетъ въ котель. Тогда вода нагрѣвается въ этой трубчатой системѣ на 70—100°, а газы охлаждаются до температуры 200—250°. Такимъ образомъ часть теплоты газовъ утилизируется на весьма ощутительный подогревъ питательной воды, и на ея испареніе въ котлѣ потребуетъ уже меньшее

количество теплоты, т. е. меньшій расходъ угля. Полезное дѣйствіе котла замѣтно повышается. Такіе приборы называются экономайзерами или газовыми подогревателями питательной воды. Трубы дѣлають чугуныя, такъ какъ чугунъ лучше чѣмъ желѣзо противостоитъ ржавленію трубъ, прнстекающему отъ осажденія изъ топочныхъ газовъ росы на холодныхъ трубахъ (продукты горѣнія, какъ указано было, содержатъ H_2O). Употребительны въ настоящее время экономайзеры Грина изъ гладкихъ трубъ и Каблица изъ ребристыхъ трубъ. Первые очищаются системой скребковъ, приводимыхъ въ движеніе отъ электромотора, вторые обдуваются паромъ и періодически извлекаются изъ бора для основательной очистки отъ сажи. Очищеніе отъ сажи является необходимымъ условіемъ удовлетворительнаго дѣйствія экономайзера, такъ какъ при загрязненіи сажей теплопроводность стѣнокъ очень замѣтно уменьшается.

Питаніе котла теплой водой, кромѣ достиженія экономіи въ топливѣ, даетъ еще и улучшеніе службы котла въ чисто механическомъ смыслѣ, такъ какъ стѣнки котла, швы и т. д. менѣе страдают отъ температурнаго вліянія питательной воды (мѣстное охлажденіе котла).

Кромѣ экономайзеровъ, для той же цѣли примѣняютъ подогреватели питательной воды, работающіе за счетъ теплоты отработаннаго пара. Въ нихъ обычно отработанный паръ машины пропускается по пакету трубокъ, а питательная вода омываетъ эти трубки снаружки и воспринимаетъ теплоту пара, который конденсируется въ трубкахъ и выдѣляетъ скрытую теплоту парообразованія. Иногда паровые и газовые подогреватели употребляютъ одновременно, пропуская питательную воду сначала черезъ паровой, а потомъ черезъ газовый подогреватель.

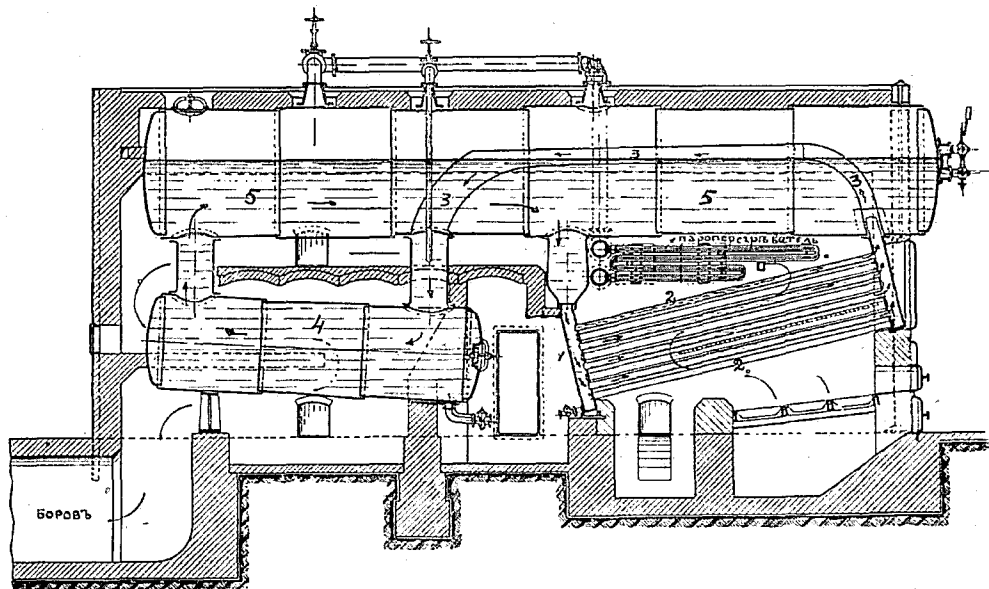
Экономія въ расходѣ топлива отъ примѣненія экономайзеровъ достигаетъ до 10—15%. Коэффициентъ полезн. дѣйствія котла съ экономайзеромъ доходитъ до 0,8.

§ 20. Пароперегреватели.

Для полученія перегрѣтаго пара, свойства котораго описаны въ главѣ I и выгодность примѣненія къ паровымъ двигателямъ—въ главахъ III и IV, примѣняются особые приборы, которые называются пароперегревателями. Въ настоящее время примѣняются исключительно желѣзные пароперегреватели, которые представляютъ собою батарею трубокъ малаго діаметра, черезъ которую пропускается паръ, взятый изъ пароваго пространства котла. Перегреватель помѣщается обычно въ томъ мѣстѣ кладки котла, гдѣ температура газовъ довольно высока*), именно 700—800°C. На фиг. 38 изображено примѣрное устрой-

*) Обычно въ первомъ дымоходѣ; въ котлахъ локомотивныхъ, пароходныхъ и паровозныхъ—въ дымовой коробкѣ или въ уширенныхъ дымогарныхъ трубахъ (напр., извѣстные перегреватели Моншейля-Шмидта).

ство пароперегрѣвателя для котла сист. Бютнера (комбинированный котель). На фиг. 20 видно устройство пароперегрѣвателя для водотрубнаго котла сист. Фиднера-Гампера. Обычно паръ перегрѣваютъ при постоянномъ давленіи (12—13 atm.) до температуры 300—350°C, а



Фиг. 38.—Разрѣзъ котла Бютнера съ трубчатымъ пароперегрѣвателемъ въ первомъ дымоходѣ.

иногда и значительно выше—до 400—450°C (въ локомотивахъ Вольфа и Ланца). Для регулированія степени перегрѣва служатъ или особыя заслонки въ дымоходѣ, которыми можно измѣнять количество газовъ, проходящихъ черезъ пароперегрѣватель, или же добавленіе къ перегрѣтому пару нѣкотораго количества пара насыщеннаго.

Чтобы перегрѣватель не перегорѣлъ при разводкѣ пара или при перерывахъ въ расходѣ пара, когда въ перегрѣвателѣ нѣтъ пара,—его или выключаютъ помощью упомянутыхъ заслонокъ, или заливаютъ водою, которая потомъ спускается вонъ.

Поверхность нагрѣва пароперегрѣвателя составляетъ обычно отъ 25—30% поверхности нагрѣва котла. Воспріятіе стѣнками перегрѣвателя теплоты происходитъ хуже, чѣмъ стѣнками котла, въ 2—3 раза по причинѣ плохой теплопроводности пара; поэтому его и перегрѣваютъ въ трубкахъ малаго діаметра.

Большею частью установка перегрѣвателя понижаетъ температуру газовъ, покидающихъ котель, поэтому коэффициентъ полезнаго дѣйствія котла повышается процентовъ на 5. Но главная выгода отъ перегрѣтаго пара получается вслѣдствіе уменьшенія потерь въ паропроводахъ и въ машинѣ.

§ 21. Взрывы паровых котловъ.

Взрывомъ парового котла называется мгновенное испареніе воды, заключающейся въ котлѣ, которое обычно сопровождается разрушеніемъ не только самого котла, но и окружающихъ построекъ. Если стѣнка котла по той или другой причинѣ разорвется, то давленіе въ паровомъ пространствѣ котла внезапно падаетъ до атмосфернаго; заключающаяся же въ водѣ теплота (теплота жидкости) значительно выше теплоты жидкости при атмосферномъ давленіи. Поэтому происходитъ мгновенное испареніе значительнаго количества воды, при чемъ объемъ 1 kg воды въ 1700 разъ меньше объема образующагося при испареніи пара. Очевидно, что чѣмъ больше воды въ котлѣ, тѣмъ больше будетъ парообразование при взрывѣ и тѣмъ серьезнѣе будутъ разрушенія. Наиболѣе безопасными въ смыслѣ послѣдствій являются водотрубные секціональные котлы и наиболѣе опасными котлы цилиндрическіе, баттарейные и съ жаровыми трубами.

Главнѣйшими причинами нарушенія цѣлости стѣнокъ котла и, слѣдовательно, и взрыва, обычно бываютъ:

а) Чрезмѣрное повышеніе давленія въ котлѣ, т. к. стѣнки рассчитываются лишь съ извѣстнымъ запасомъ прочности, и при повышенномъ давленіи можетъ произойти разрывъ стѣнокъ.

б) Пониженіе уровня воды ниже нормы съ обнаженіемъ поверхности нагрѣва. При этомъ стѣнки котла раскаляются докрасна, теряютъ механическія свойства; сначала появляется отдулина подъ вліяніемъ внутренняго давленія, при образованіи отдулины стѣнки утоняются и, наконецъ, рвутся.

в) Грязное содержаніе котла. При рѣдкихъ чисткахъ котла отъ накипи, когда послѣдняя осаждается толстымъ слоемъ на поверхности нагрѣва, послѣдняя плохо охлаждается водой и подъ слоемъ накипи легко раскаливается докрасна и пріобрѣтаетъ тягучесть. Начинаетъ образоваться отдулина, накипь лопается и отскакиваетъ, и происходитъ соприкосновеніе воды съ раскаленной стѣнкой, сопровождающееся быстрымъ испареніемъ. Давленіе въ котлѣ мгновенно возрастаетъ и приводитъ отдулину къ разрыву.

г) Пороки въ матеріалѣ могутъ служить причиной взрыва и при болѣе нормальной работѣ котла, чѣмъ описано въ пунктахъ а—с. Къ порокамъ матеріала относятся плены въ котельныхъ листахъ, свищи въ отливкахъ, разѣдины въ листахъ, появляющіяся въ котлахъ отъ дѣйствія попадающихъ въ питательную воду кислотъ, волосныя трещины въ штампованныхъ частяхъ котла (днища) и т. п. Сюда же относятся также усталость матеріала, выражающаяся въ томъ, что матеріалъ съ годами работы теряетъ свою механическую стойкость и особенно тягучесть, становится хрупкимъ и легко повреждается даже при незначительной перегрузкѣ. Отсюда видна опасность покупки старыхъ котловъ. Въ дѣйствительности значительное большинство взрывовъ происходитъ со старыми котлами.

§ 22. Надзоръ за котлами.

Въ виду значительной опасности, которую представляют котлы, во всѣхъ культурныхъ странахъ существуютъ законы относительно дѣйствія котловъ и осуществляется надзоръ за котлами. У насъ въ Россіи надзоръ за котлами лежитъ на фабричной инспекціи *) или на обществахъ котлонадзора, членами которыхъ являются сами владѣльцы котловъ, болѣе всего заинтересованные, конечно, въ безопасности работы своихъ котловъ. Въ настоящее время въ Россіи имѣется уже 10 районныхъ обществъ котлонадзора.

Для разрѣшенія дѣйствія котла владѣлецъ обязанъ подать прошеніе Фабричному Инспектору съ приложеніемъ чертежей котла и всей котельной установки и представить свидѣтельство отъ полиціи о неимѣннй препятствій къ установкѣ въ данной мѣстности. Разрѣшеніе выдается послѣ гидравлической пробы котла на повышенное давленіе (нормальное + 5 атм.) и наружнаго осмотра, которое производится агентомъ котлонадзора (фабр. инспект. или инженеромъ общества). Результаты испытанія заносятся въ котельный формуляръ, въ который впослѣдствіи заносятся результаты періодическихъ пробъ и освидѣтельствований, а также описаніе капитальныхъ ремонтовъ. Внешніе осмотры производятся не рѣже, чѣмъ разъ въ два года, а гидравлическія пробы не рѣже раза въ 6 лѣтъ, при чемъ у старыхъ котловъ назначается пониженное рабочее давленіе. Проба котла производится также послѣ каждаго капитальнаго ремонта. Общества котлонадзора производятъ осмотры обычно чаще, чѣмъ по закону, кромѣ того, они ставятъ, въ случаѣ надобности, экспертизы, содержатъ школы и инструкторовъ для подготовки кочегаровъ, издають учебники, спеціальные журналы и т. д.

По отношенію къ котельной законы наши требуютъ, чтобы котлы не помѣщались подъ жилыми помѣщеніями **), чтобы отъ сосѣднихъ помѣщеній котельная отдѣлялась капитальной стѣной не менѣе 1¹/₄ арш. Полъ въ кочегарнѣ долженъ быть несгораемый, двери и окна должны открываться наружу.

По отношенію къ самимъ котламъ законы требуютъ устройства двойного количества питательныхъ и водоуказательныхъ приборовъ и предохранительныхъ клапановъ. Строго запрещается измѣненіе (увеличеніе) нагрузки предохранительныхъ клапановъ. Въ качествѣ матеріала для корпуса котловъ допускается только мягкое желѣзо (сварочное и „литое“). Для огневыхъ коробокъ паровозныхъ и т. п. котловъ рекомендуется красная мѣдь. Котлы изъ чугуна допускаются лишь малые и низкаго давленія (напр., котлы отопленія снет. Стребеля, Мальцовскихъ заводовъ и т. п.), вообще же чугунъ избѣгаютъ и при-

*) Изъ вѣдѣнія фабричной инспекціи изъяты котлы паровозные, пароходные (вѣдаются портовыми техниками) и въ горныхъ предпріятіяхъ (вѣдаются горнымъ надзоромъ).

**) Исключеніе для котловъ низкаго давленія для отопленія домовъ.

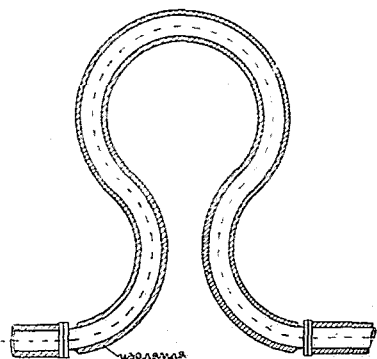
мѣняютъ лишь для частей огневого пространства (колосники, заслонки и т. п.).

По отношенію къ котламъ сельскохозяйственнымъ (локомобили для молотилокъ и паровой пахоты, тракторы) допускаются послабленія въ смыслѣ уничтоженія формальностей относительно разрѣшенія на дѣйствіе при перемѣщеніи локомобилиа изъ одного мѣста въ другое. Правила же освидѣтельствванія остаются въ силѣ.

§ 23. Паропроводы.

Паропроводъ изъ котельной къ машинѣ дѣлается изъ желѣзныхъ (очень рѣдко изъ красно-мѣдныхъ) трубъ, изготовленныхъ сваркою или цѣльнотянутыхъ. Отъ котла паропроводъ долженъ отдѣляться двумя клапанами, одинъ изъ которыхъ полезно дѣлать автоматически закрывающимся въ случаѣ взрыва паропровода. Отдѣльныя части паропроводовъ соединяются помощью фланцевъ на прокладкѣ изъ азбеста, клингерита и т. п. матеріала или на притертыхъ линзахъ (чечевицахъ) изъ бронзы или чугуна. Послѣдній способъ дороже, но и лучше.

При длинныхъ паропроводахъ необходимо ставить компенсаторы (фиг. 39), которые воспринимали бы то удлиненіе, которое получаютъ паропроводы отъ нагрѣванія. Наиболѣе простой компенсаторъ—это выгибъ паропровода въ видѣ открытой петли. Иногда примѣняютъ компенсаторные сальники.



Фиг. 39.—Видъ простого компенсатора на паропроводѣ.

Паропроводы укладываются въ канавкахъ, обложенныхъ кирпичемъ, или же подвѣшиваются къ стѣнамъ или стропиламъ. Обычно дѣлаютъ уклонъ въ сторону теченія пара для стока конденсаціонной воды и въ самомъ низкомъ мѣстѣ передъ входомъ въ машину снабжаютъ водоотводчикомъ.

Для уменьшенія конденсаціи въ паропроводахъ ихъ обшиваютъ плохими проводниками теплоты для уменьшенія потерь лучеиспусканія. Наилучшимъ изолирующимъ веществомъ является воздушный слой или же пористыя тѣла. Примѣняютъ изоляцію изъ азбестовой массы, кизельгура (нифузорная земля), пробковыхъ опилокъ, глины съ соломой и т. п.

Очень хороша воздушно-войлочная изоляція, состоящая изъ ряда (2—3) желѣзныхъ обшивокъ, отстоящихъ другъ отъ друга на нѣкоторый промежутокъ, при чемъ ви́шній кольцевой слой заполняется войлокомъ.

§ 24. Элементарный расчетъ главныхъ размѣровъ парового котла.

При расчетѣ котла считаются обыкновенно заданными: давленіе пара P atm. abs, его температура (въ случаѣ перегрѣтаго пара) t_n °C, требуемое часовое количество пара Q kg и сортъ топлива, т. е. его практическая теплотворная способность w ед. тепл. Опредѣленію подлежить величина поверх-

ности нагрѣва H кв, площадь колосниковой рѣшетки R кв и размѣры дымовой трубы.

Относя интересующихся къ специальной литературѣ, мы приводимъ здѣсь лишь матеріалъ справочнаго характера, годный для грубыхъ расчетовъ.

а) По даннымъ Q , p и t_n опредѣляемъ часовой расходъ теплоты, отнесенный къ пару, имѣя въ виду, что полное количество теплоты $T = Q[\lambda + c_p(t_n - t)]$ ед. т. Для это количество на коэффициентъ полезнаго дѣйствія котла η_k , получаемъ количество теплоты въ часъ, отнесенное къ топливу $T_m = \frac{T}{\eta_k}$. Если же раздѣлить это выраженіе еще на теплотворную

способность топлива, то получимъ часовой расходъ топлива $B = \frac{T}{\eta_k \cdot w}$. По количеству топлива B и допущенной живости горѣнія $\frac{B}{R}$ опредѣляемъ площадь колосниковой рѣшетки $R = B : \frac{B}{R}$.

Живость горѣнія $\frac{B}{R}$ нормально бываетъ отъ 50 (медленное горѣніе)—75 (нормальное горѣніе)—100 (форсировка) $\frac{\text{kg}}{\text{кв. л}}$ для каменнаго угля. Эти цифры для другихъ сортовъ топлива надо умножать: на $\frac{2}{3}$ для кокса, 1,5— для бурого угля, 1,33—для дровъ и торфа. Та же величина $\frac{B}{R}$ для пароводныхъ котловъ отъ 90 до 140 (при искусств. тягѣ) и для паровозныхъ отъ 350 до 500.

б) Выбираемъ интенсивность парообразованія $\frac{D}{H}$ въ среднемъ отъ 10—25 kg съ 1 кв въ часъ и въ зависимости отъ этого выбираемъ H по отношенію $\frac{H}{R}$, ибо $H = R \cdot \frac{H}{R}$.

Значенія $\frac{H}{R}$ выбираются изъ нижеслѣдующей таблицы:

$\frac{D}{H} = 25$	20	16	14	12	10
$\frac{H}{R} = 20$	30	40	50	60	70

Предѣльные значенія H для одного котла приблизительно слѣдующія:

Кориваллійскій	50 кв.
Ланкаширскій	120 „
„ съ волн. трубой	130 „
Батгарейный	150 „
Локомобильный	150 „
Шотландскій (пароходн.)	300 „
Паровозный	300 „
Водотрубные съ гориз. труб.	300—500 „
Водотрубные съ верт. труб.	300—500 „
„ Стирлинга	до 2500 „

Этими нормами можно установить число котловъ при данной производительности всей установки.

с) Диаметр устья дымовой трубы приблизительно опредѣляется по общему для всей котельной часовому расходу топлива B_1 по формулѣ $d = 0,06 \sqrt{B_1}$, а высота трубы берется въ предѣлахъ $h = 25 \div 30 d$.

д) Поверхность нагрѣва экономайзера берется отъ 30—50% отъ поверхности нагрѣва котла. Поверхность нагрѣва пароперегрѣвателя отъ 20 до 30% отъ испаряющей поверхности нагрѣва. Если же извѣстны температуры газовъ, то подсчетъ можетъ быть произведенъ по коэффициентамъ теплопередачи k (ед. т. въ 1 часъ черезъ 1 qm пов. нагрѣва при разности температуръ въ 1°C), который можетъ быть принять:

для котловъ съ естеств. тягой	$k = 23$
„ „ съ искусств. (сильной)	$k = 50$
„ экономайзеровъ со скребками	$k = 10—15$
„ „ безъ скребковъ	$k = 5$
„ пароперегрѣвателей при ест. тягѣ	$k = 10—15$
„ „ „ сильной искусств. тягѣ	$k = 25$.

е) Расчеты прочности стѣнокъ принадлежать уже къ области специальныхъ курсовъ котловъ и сопротивленія матеріаловъ.

Примѣръ. Подсчитать котель по $p = 10 \text{ atm. abs}$, перегрѣвъ на 100°C., подогрѣвъ питат. воды до 100°C, $Q = 5000 \text{ kg}$ въ часъ, $w = 7500 \text{ е. т.}$ Питат. вода температуры 10°C.

Расходъ теплоты на 1 kg пара:

въ подогрѣвателѣ	$100 - 10 = 90 \text{ ед. т.}$
въ котлѣ	$666 - 100 = 566 \text{ „ „}$
въ перегрѣвателѣ	$0,5 \cdot 100 = 50 \text{ „ „}$

Общій расходъ теплоты . . . 706 ед. т. на 1 kg

или всего $T = 706 \cdot 5000 = 3530000 \text{ ед. т.}$ въ часъ.

Теплота топлива $T_m = \frac{3530000}{0,75}$, расходъ угля въ часъ $B = \frac{3530000}{0,75 \cdot 7500} \cong 630 \text{ kg.}$

Площадь колосник. рѣшетки $R = \frac{630}{75} = 8,4 \text{ qm.}$ Принимая среднюю температуру газовъ подъ котломъ въ 700°, температуру въ котлѣ 178° и $k = 23$, находимъ поверхность нагрѣва $H = \frac{576 \cdot 5000}{23(700 - 178)} \cong 240 \text{ qm.}$

Отношеніе $\frac{H}{R}$ получается 30, чему соотвѣтствуетъ по таблицѣ $\frac{D}{H} = 20 \text{ kg, т. е.}$ продуктивность до 4800 kg пара. Однако, имѣя въ виду подогрѣватель, $\frac{D}{H}$ будетъ несомнѣнно больше и H у насъ достаточно.

Принимая среднюю температуру воды въ экономайзерѣ въ 55° и среднюю температуру газовъ у экономайзера въ 355° и $k = 12$, получаемъ поверхность экономайзера $H_2 = \frac{90 \cdot 5000}{12 \cdot 300} = 125 \text{ qm}$ (50% отъ H). Для перегрѣвателя принимаемъ температуру газовъ 700°, пара 230° и $k = 10$, тогда $H_n = \frac{50 \cdot 5000}{10 \cdot 470} \cong 53 \text{ qm}$ (22% отъ H).

Принимая ланкаширскіе котлы, получимъ число котловъ два (по 120 qm = H и по 4,2 qm = R).

Размѣры общей дымовой трубы для 2 котловъ: діаметръ устья $d = 0,06 \sqrt{630} = 0,48 \text{ m}$ и высота $h = 30d = 14,5 \text{ m.}$

Глава III.—Поршневая паровая машина. *)

§ 25. Принципъ дѣйствія паровой машины.

Въ результатъ теплого процесса въ паровомъ котлѣ является паръ извѣстной упругости, т. е. обладающій запасомъ потенциальной энергіи. Эту упругость пара мы можемъ обратить въ механическую работу помощью поршневой паровой машины, принципиальное устройство которой заключается въ слѣдующемъ. Имѣется отлитый изъ чугуна полый цилиндръ (фиг. 52), внутренняя поверхность котораго бываетъ гладко обработана. Внутри цилиндра помѣщается дискообразное тѣло—поршень—плотно пригнанное къ стѣнкамъ цилиндра, однако способное двигаться вдоль оси цилиндра. Поршень одѣтъ на поршневую скалку, или штокъ. Цилиндръ по концамъ закрытъ глухими крышками, такъ что образуется двѣ полости цилиндра между крышками и поршнемъ. Въ одной изъ крышекъ устраивается отверстіе, черезъ которое плотно проходитъ поршневой штокъ, который съ внѣшней стороны закрѣпляется въ особое тѣло, называемое крейцкопфомъ. Крейцкопфъ или кулакъ представляетъ собою направляющую для поршневого стержня, которая движется между направляющими поверхностями, составляющими какъ бы одно цѣлое съ тѣломъ цилиндра, которыя называются параллелями. Крейцкопфъ шарнирно связывается съ длиннымъ рычагомъ, называемымъ шатуномъ, другой конецъ котораго надѣвается на палецъ, составляющій одно цѣлое съ валомъ машины, но укрѣпленный эксцентрично оси этого вала. Палецъ этотъ называется пальцемъ кривошипа, а разстояніе между центрами вала и пальца называется длиною кривошипа. Помощью механизма крейцкопфа, шатуна и кривошипа прямолинейное движеніе поршня вдоль оси цилиндра преобразуется въ вращательное движеніе вала, при чемъ необходимо должно соблюдаться условіе, чтобы ходъ поршня изъ одного крайняго положенія въ цилиндрѣ въ другое былъ бы равенъ двойной длинѣ кривошипа.

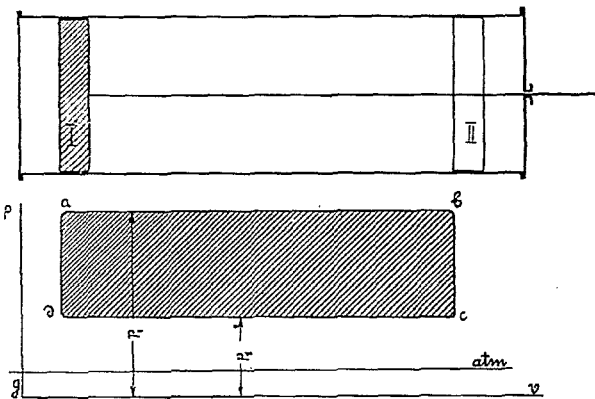
*) Для желающихъ ознакомиться съ паровыми машинами болѣе подробно: Дуббель. Конструированіе и расчетъ паровыхъ машинъ, СПб. 1907.

Гедеръ. Паровыя машины } Пособія для проектированія паровыхъ
Польгаузенъ. Паровыя машины. } машинъ.

Отъ вала машины, находящагося во вращательномъ движеніи въ постоянномъ направленіи, получаютъ свое движеніе машины-орудія. Для того же, чтобы получить вращеніе вала, намъ необходимо привести поршень въ возвратно прямолинейное движеніе. Это и достигается помощью использованія потенциальной энергіи пара, т. е. его упругости. Дѣйствительно, если мы пустимъ свѣжій паръ въ лѣвую полость цилиндра, то поршень придетъ въ движеніе слѣва направо подѣ дѣйствіемъ статическаго давленія пара на поршень, пока не достигнетъ крайняго праваго положенія. Въ этотъ моментъ мы можемъ пустить свѣжій паръ въ правую полость цилиндра, а лѣвую соединить съ атмосферой. Тогда изъ лѣвой полости паръ будетъ свободно уходить и поршень подѣ дѣйствіемъ упругости пара придетъ въ движеніе справа налѣво и вращеніе вала будетъ продолжаться. Попеременный впускъ пара и выпускъ отработаннаго пара производится особымъ органомъ машины, который называется парораспределеніемъ и который ниже будетъ разсмотрѣнъ подробно.

§ 26. Графическое изображеніе процесса въ паровомъ цилиндрѣ.

Для нагляднаго сужденія о работѣ пара въ паровомъ цилиндрѣ мы можемъ построить діаграмму давленія пара въ зависимости отъ положенія поршня. Для этой цѣли мы подѣ паровымъ цилиндромъ вычертимъ координатную систему p (давленія) и v (объема)—фиг. 40.



Фиг. 40.—Индикаторная діаграмма простѣйшей паровой машины.

Очевидно, что при движеніи поршня изъ положенія I въ положеніе II въ лѣвой полости цилиндра давленіе будетъ оставаться постояннымъ и равнымъ давленію впуска p_1 , что по діаграммѣ изобразится линіей ab . По приходѣ поршня въ положеніе II лѣвая полость сообщается съ атмосферой, давленіе мгновенно падаетъ (линія bc). Затѣмъ начинается обратное движеніе поршня въ положеніе I, при чемъ паръ вытѣсняется изъ пароваго цилиндра, а давленіе его остается постояннымъ p_2 и выше атмосфернаго, ибо выпускъ производится въ атмосферу (линія cd). Наконецъ, когда поршень придетъ въ положеніе I, въ лѣвую полость цилиндра, разъединенную отъ атмосферы, вновь будетъ впущенъ свѣжій паръ; давленіе вновь подыметъ мгновенно (линія da) до прежняго давленія p_1 и начнется уже новый циклъ явленій въ лѣвой полости цилиндра. Начерченная замкнутая кривая измѣненія давленія въ полости цилиндра называется индикаторной.

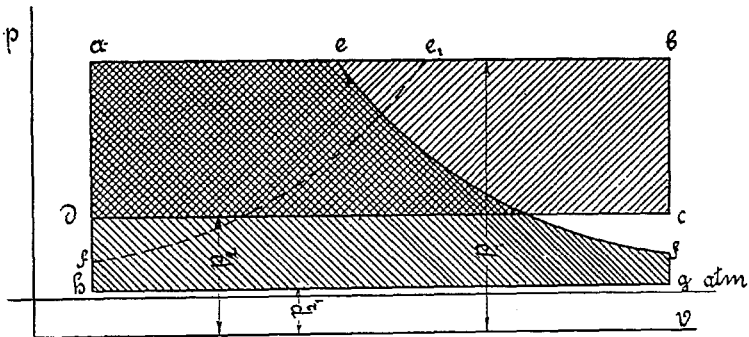
торной диаграммой паровой машины. Такая же диаграмма можетъ быть построена и для цикла, совершающагося въ правой полости цилиндра. Въ данномъ случаѣ объ диаграммы будутъ тождественны.

Мы видимъ, что основаніе диаграммы пропорціонально у насъ ходу поршня въ m , а высота $p_1 - p_2$ выражается въ известномъ масштабѣ въ атмосферахъ, т. е. въ kg/cm^2 . Поэтому площадь диаграммы (заштрихованная) представляетъ собою въ известномъ масштабѣ величину $\frac{m \cdot \text{kg}}{\text{cm}^2}$, т. е. работу въ $\text{kg} \cdot \text{m}$, отнесенную къ одному квадратному сантиметру поршня, за одинъ ходъ поршня. Такимъ образомъ, чѣмъ больше будетъ площадь диаграммы, тѣмъ будетъ больше и работа 1 cm^2 поршня, т. е. и всей машины.

§ 27. Работа расширеніемъ пара.

(Принципъ Уатта).

Въ рассмотрѣнной машинѣ впускъ свѣжаго пара продолжается во все время движенія поршня изъ положенія I въ положеніе II, т. е. наполняется свѣжимъ паромъ весь объемъ цилиндра. Когда мы начинаемъ обратное движеніе поршня, сообщая лѣвую полость цилиндра съ атмосферою, то давленіе пара не успѣваетъ упасть сильно, какъ начинается обратное движеніе поршня и поршень вытѣсняетъ тотъ же объемъ пара, который можетъ уйти черезъ выпускное отверстие, въ атмосферу. Поэтому давленіе выпуска остается значительнымъ и мы выбрасываемъ въ атмосферу паръ, обладающій высокой



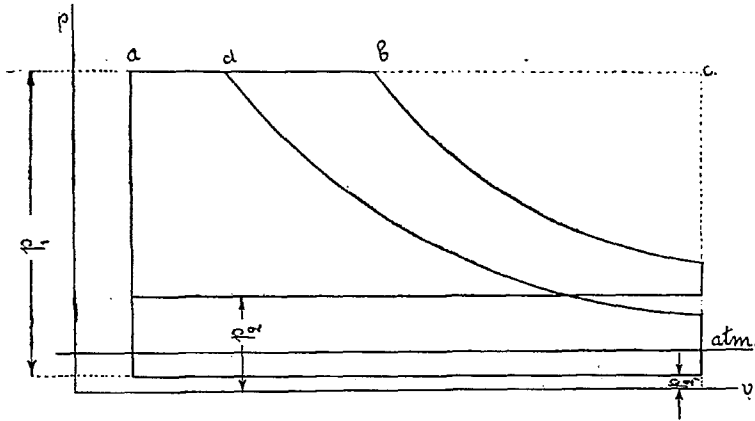
Фиг. 41.—Индикаторная диаграмма машины Уатта (съ расширеніемъ пара).

упругостью (много выше атмосферы), т. е. и большой энергіей. Такое расходованіе пара является въ высшей степени неэкономнымъ. Ту же площадь индикаторной диаграммы, т. е. ту же работу мы получимъ, если будемъ впускать свѣжій паръ только на части хода поршня ae (фиг. 41), а затѣмъ впускъ пара прекратимъ. Тогда при дальнѣйшемъ движеніи поршня паръ начнетъ расширяться, давленіе его будетъ падать и линія давленія пойдетъ по ef . Въ точкѣ f мы сообщаемъ лѣвую полость цилиндра съ атмосферою и начинаемъ обратное дви-

женіе поршня. Давленіе падаетъ на fg и остается лишь немного выше атмосферы во все время выпуска. Индикаторная діаграмма лѣвой полости будетъ при этихъ условіяхъ $aefgha$, а для правой полости be_1f_1hgb . Какъ уже упомянуто, мы наполненіе цилиндра выбрали такимъ, чтобы полученная площадь индикаторной діаграммы была бы равна $abcd$, т. е. совершенная работа осталась та же самая, а расходъ пара на 1 ходъ поршня понизился съ цѣлаго объема цилиндра ab до части его ae . Отношеніе $\frac{ae}{ab}$ называется степенью наполненія; моментъ прекращенія впуска пара—отсѣжкой. Сама машина называется машиной съ расширеніемъ пара. Принципъ расширенія, сдѣлавшій паровую машину экономичной, введенъ въ жизнь Джемсомъ Уаттомъ въ 1782 г.

§ 28. Выгодность конденсаціи.

До сихъ поръ мы считали, что выпускъ пара, отработавшаго въ цилиндрѣ (мятаго), производится въ атмосферу. Но если мы сумѣемъ выпускать отработанный паръ въ особое помѣщеніе, гдѣ давленіе искусственно будетъ поддерживаться ниже атмосфернаго, именно p_2 , то, какъ легко видѣть изъ діаграммъ, изображенныхъ на фиг. 42,

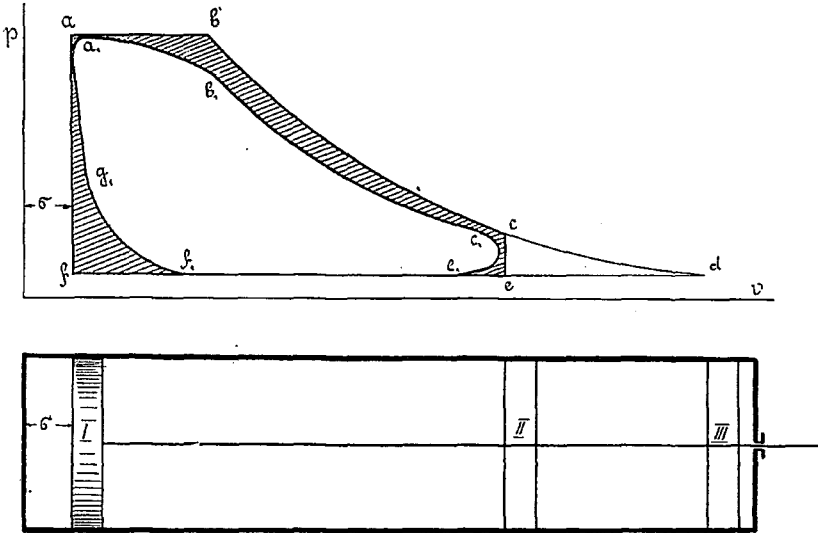


Фиг. 42.—Индикаторная діаграмма машины съ конденсаціей.

можно получить ту же площадь индикаторной діаграммы, т. е. ту же работу и при еще болѣе маломъ наполненіи цилиндра, именно оно уменьшается съ $\frac{ab}{ac}$ до $\frac{ad}{ac}$. Иначе говоря, машина получается еще болѣе экономной, т. е. расходующей меньше пара на совершеніе той же самой работы. Такого рода устройство было введено тоже Джемсомъ Уаттомъ, который по справедливости считается отцомъ паровой машины, хотя впервые машина и была построена французомъ Дени Папиномъ въ 1690 г. Описаніе способовъ достиженія пониженнаго давленія выпуска подробно изложено въ главѣ V.

§ 29. Идеальная и практическая диаграммы.

Въ предыдущихъ параграфахъ разобраны индикаторныя диаграммы паровой машины. Интереснымъ является вопросъ какую диаграмму можно считать для даннаго цилиндра идеальной. Наиболѣе правильнымъ было бы считать за идеальную диаграмму такую (фиг. 43),



Фиг. 43. — Идеальная и практическая индикаторныя диаграммы.

въ которой давленіе въ концѣ расширенія сравнивается съ давленіемъ выпуска. При данномъ впускѣ пара ab мы не можемъ получить болѣшую площадь индикаторной диаграммы, а потому диаграмму $abcdefa$ и можно считать идеальной. Такого рода циклъ, какъ идеальный, предложенъ Рэнкинымъ. Однако, какъ нетрудно видѣть изъ чертежа, для того, чтобы довести давленіе въ цилиндрѣ до давленія выпуска, необходимо значительно удлинить, т. е. увеличить цилиндръ. Машина получается громоздкая и дорогая, между тѣмъ площадь части диаграммы cde , которая получается, какъ выигрышъ работы, сравнительно очень невелика, въ конечномъ результатѣ машина можетъ оказаться даже и фактически невыгодной. Поэтому за практически идеальный циклъ теперь принимаютъ циклъ Мейера, изображаемый диаграммой $abcfeaf$, съ укороченнымъ расширеніемъ, при которомъ цилиндръ сокращается по размѣрамъ весьма значительно.

Если мы въ нашу диаграмму Мейера зачертимъ диаграмму давленій, дѣйствительно наблюдаемыхъ съ помощью индикатора въ цилиндрѣ машины, то дѣйствительная диаграмма для той же степени наполненія окажется меньше идеальной и изобразится линіей $a_1b_1c_1e_1f_1$. Получается потеря площади, заштрихованная на чертежѣ. Эта потеря является результатомъ особенностей парораспределенія и теплопроводности стѣнокъ цилиндра, такъ какъ измѣненіе давленія при не-

теплопроводных стѣнках происходитъ адиабатически*), по закону $pv = \text{const.}$ ¹⁾, а для расширенія пара въ хорошо обшитомъ дѣйствительномъ цилиндрѣ по закону $pv^{1,035} = \text{const.}$

Отношеніе площади дѣйствительной діаграммы $a_1 b_1 c_1 e_1 f_1 a_1$ къ площади идеальной діаграммы Мейера для того же наполненія $abcfa$ показываетъ степень приближенія дѣйствительнаго процесса въ цилиндрѣ къ идеальному процессу и называется индикаторнымъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія η_i . Этотъ коэффициентъ для лучшихъ современныхъ машинъ доходитъ до 0,9 и показываетъ, что паровая машина уже очень близко подошла къ своему возможному идеалу, значительно опередивъ въ этомъ отношеніи двигатели внутренняго сгорания. Однако, какъ увидимъ ниже, самъ идеальный процессъ въ паровой машинѣ является не особенно блестящимъ въ экономическомъ смыслѣ.

Обращаясь къ самой дѣйствительной діаграммѣ паровой машины, надо сказать, что давленіе при впускѣ обычно нѣсколько падаетъ (линія $a_1 b_1$) вслѣдствіе быстраго движенія поршня. Подъ вліяніемъ постепеннаго закрытія паровпускнаго органа паденіе давленія особенно замѣтно при приближеніи къ моменту отсѣчки b_1 . Далѣе, какъ уже было указано, линія расширенія благодаря теплопроводности стѣнокъ и влажности пара ложится ниже теоретической кривой расширенія. Затѣмъ выпускъ начинается нѣсколько ранѣе достиженія поршнемъ мертваго положенія въ точкѣ c_1 , при чемъ паденіе давленія до давленія выпуска происходитъ въ дѣйствительности не мгновенно, а постепенно, и давленіе дѣлается равнымъ давленію выпуска въ точкѣ e_1 уже при обратномъ движеніи поршня. Далѣе выпускъ въ дѣйствительности прекращается нѣсколько ранѣе достиженія поршнемъ лѣваго мертваго положенія, именно въ точкѣ f_1 , послѣ чего оставшійся паръ подвергается нѣкоторому сжатію $f_1 g_1$ и, наконецъ, начало впуска свѣжаго пара производится еще до прихода поршня въ мертвое положеніе, начиная отъ точки g_1 . Сжатіе пара происходитъ по тѣмъ же законамъ, что и расширеніе пара, т. е. $pv^k = \text{const.}$ Наконецъ, на очертаніе кривыхъ расширенія и сжатія имѣетъ вліяніе величина мертваго объема σ , т. е. объема между крышкой цилиндра и поршнемъ въ крайнемъ положеніи, ибо мы должны расширеніе и сжатіе въ дѣйствительности считать происходящимъ по закону $p(v + \sigma)^k = \text{const.}$, такъ какъ мертвое пространство σ заполняется тоже паромъ. Въ идеальной же діаграммѣ Мейера мы считали мертвое пространство σ равнымъ нулю.

При работѣ перегрѣтымъ паромъ законы расширенія и сжатія остаются тѣ же, но показатель степени k еще увеличивается и притомъ тѣмъ больше, чѣмъ выше температура пара, доходя при температурѣ 350°C при давленіи 12—13 atm до 1,33.

*) Теплота не теряется, но и не получается извнѣ; количество теплоты пара сохраняется при расширеніи постояннымъ.

Индикаторную диаграмму можно, очевидно, чертить въ произвольномъ масштабѣ. Предположимъ, что по оси абсциссъ мы примемъ $1 \text{ cm} = a \text{ m}$ (ходъ поршня, пропорціональный объему) и по оси ординатъ $1 \text{ cm} = b \text{ kg/cm}^2$. Тогда 1 cm^2 площади диаграммы выразитъ работу $ab \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2}$, а вся площадь диаграммы $f \text{ cm}^2$ будетъ представлять $fab \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2}$. Полная работа поршня за 1 ходъ будетъ $\frac{\pi d^2}{4} \cdot fab \text{ kg} \cdot \text{m}$, гдѣ d діаметръ цилиндра въ cm , а мощность машины при n оборотахъ въ минуту, имѣя въ виду, что у насъ двѣ рабочихъ полости, будетъ $2 \frac{\pi d^2}{4} fab \frac{n}{60 \cdot 75}$ лош. силъ.

§ 30. Тепловое, механическое и экономическое полезное дѣйствіе машины.

Разсматривая идеальный процессъ въ паровомъ цилиндрѣ (диаграмму Мейера), мы видимъ, что теплота пара, приходящаго къ цилиндру, есть λ_1 , а теплота пара мятаго есть λ_2 . Очевидно, что разность $\lambda_1 - \lambda_2$ ед. тепл. усвоена машиной, т. е. обращена въ механическую работу. Если взять отношеніе этого количества теплоты $\lambda_1 - \lambda_2$ къ начальной теплотѣ пара λ_1 , то мы получимъ мѣрило для сужденія о совершенствѣ машины съ точки зрѣнія обращенія теплоты въ работу. Это отношеніе называется коэффициентомъ теплового полезнаго дѣйствія машины и обозначается $\eta_m = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1}$. Коэффициентъ этотъ для машинъ, работающих насыщеннымъ паромъ, очень невысокъ. Именно, полагая для примѣра, $p_1 = 12 \text{ atm abs}$ и $p_2 = 1,1 \text{ atm}$, получимъ $\lambda_1 = 668$ ед. тепл. и $\lambda_2 = 641$ е. т., тогда $\eta_m = 0,045$, т. е. только 4,5% всей теплоты пара утилизируется машиной. Если мы понизимъ давленіе выпуска до $0,2 \text{ atm abs}$, то λ_2 будетъ равно 622 е. т. и η_m повысится до 0,069, т. е. утилизациа дойдетъ почти до 7%. Перегрѣвъ пара значительно увеличиваетъ полезное дѣйствіе машины, именно для тѣхъ же примѣровъ, полагая перегрѣвъ пара до 400°C , получимъ $\lambda_1 = 775$ е. т. и соотвѣтственно $\eta_m = 0,173$ и $0,198$, т. е. использованіе теплоты пара можетъ быть доведено почти до 20%.

Однако мы видѣли, что мы не въ состояніи выполнить идеальнаго процесса, а дѣйствительная диаграмма даетъ только η_u возможной работы (площади диаграммы). Но это η_u , какъ уже указано, довольно высоко.

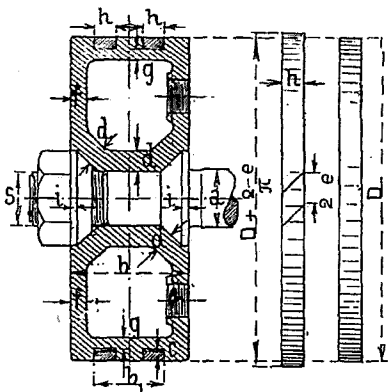
Далѣе, не вся работа, полученная на поршнѣ, можетъ быть обращена въ полезную работу на валу двигателя, такъ какъ въ передачѣ отъ поршня къ валу приходится преодолѣвать работу тренія: поршня о цилиндрѣ, штока въ сальникѣ, органовъ парораспредѣленія, треніе въ кулакѣ и параллеляхъ, на пальцѣ кривошипа и въ коренныхъ подшипникахъ вала. Отношеніе полезной мощности N_e , полученной на валу

двигателя, къ мощности N_i на поршнѣ машины, называется коэффициентомъ механическаго полезнаго дѣйствія машины и обозначается η_m . Этотъ коэффициентъ главнымъ образомъ зависитъ отъ тщательности и правильности сборки машины и точности въ обработкѣ трущихся частей, а также отъ типа парораспределенія; η_m колеблется отъ 0,7 до 0,93.

Имѣя въ виду теплоту рабочаго пара $\lambda_1 \frac{\text{ед. тепл.}}{\text{kg}}$, мы видимъ, что на валу мы въ дѣйствительности получимъ только $\eta_m \cdot \eta_u \cdot \eta_m \lambda_1 \cdot 427 \text{ kg} \cdot \text{ш}$ на 1 kg пара. Произведение $\eta_m \eta_u \eta_m = \eta_o$ можно назвать экономическимъ коэффициентомъ машины. Полагая высшія значенія для $\eta_m = 0,2$, $\eta_u = 0,9$ и $\eta_m = 0,93$, получимъ $\eta_o = 0,167$, т. е. что самое большее 16,7% теплоты пара мы можемъ обратить въ полезную работу на валу паровой машины, если машина работаетъ еще безъ всякихъ потерь, рѣчь о которыхъ будетъ въ одномъ изъ слѣдующихъ параграфовъ.

§ 31. Механизмъ поршня, шатуна и кривошипа.

При описаніи принципа паровой машины было уже указано, что поршень представляетъ собою дискообразное тѣло, очень плотно пригнанное къ гладкой внутренней поверхности цилиндра. Плотность эта необходима для того, чтобы паръ изъ рабочей полости не просачивался бы въ полость, соединенную съ выпускомъ (атмосферой или конденсаторомъ). Для этой цѣли поршень снабжается кольцевыми выточками на окружности и въ эти выточки вставляются разнѣзныя чугуныя самопружинящія кольца, плотно входящія въ указанныя выточки. Кольца эти изготовляются большаго діаметра, чѣмъ цилиндръ, и ставятся на мѣсто въ сильно напряженномъ состояніи; поэтому въ силу собственной упругости они всегда очень плотно прилегаютъ къ стѣнкамъ цилиндра. Для того, чтобы и въ замкѣ кольца не было бы утечки пара, замокъ этотъ дѣлается пришлифованнымъ. Иногда для лучшаго прилеганія колець къ цилиндру подъ кольцами помѣщаютъ еще нажимныя пружины.

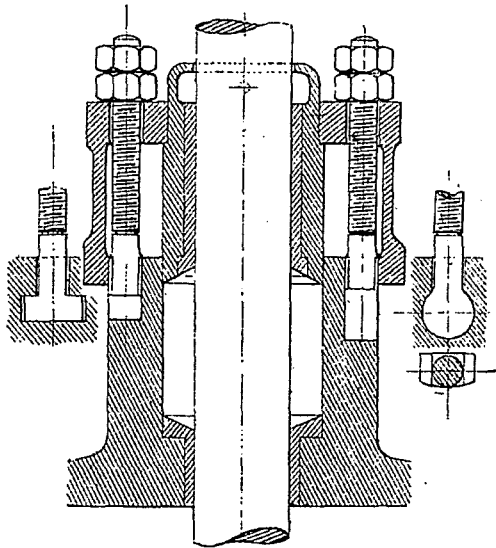


Фиг. 44.—Чугунный литой поршень съ 2 пружинящими кольцами.

Устройство поршня и поршневыхъ колець показано на фиг. 44. Поршень надѣвается на штокъ и укрѣпляется на немъ помощью гайки; иногда же просто конецъ штока расклепывается въ тѣлѣ поршня.

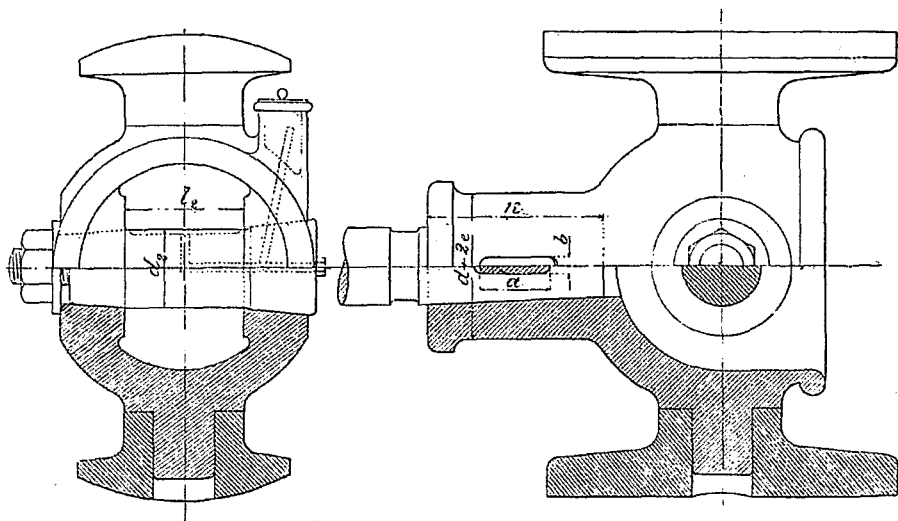
Поршневой штокъ обычно полируютъ очень чисто на специальныхъ наждачно-шлифовальныхъ станкахъ, равно какъ и другія трущіяся части. Поршневой штокъ изготовляютъ изъ стали, а поршни бываютъ или чугуныя литые, или стальные прессованные (шведскіе поршни вертикальныхъ и паровозныхъ машинъ).

Въ томъ мѣстѣ, гдѣ поршневой штокъ проходитъ черезъ крышку цилиндра, устраиваютъ сальникъ (фиг. 45), предотвращающій отъ побѣга пара изъ цилиндра въ атмосферу. Сальникъ представляетъ особую кольцевую полость вокругъ штока въ выступѣ крышки цилиндра. Эта полость заполняется набивкой изъ пеньки, тальковаго жгута или азбеста и закрывается особой втулкой, которая шпильками, укрѣпленными въ крышку цилиндра, всаживается внутрь полости сальника и, давя на набивку, разжимаетъ ее до очень плотнаго соприкосновенія со штокомъ съ одной стороны и съ крышкой цилиндра съ другой стороны. Для уменьшенія тренія въ сальникѣ онъ обильно смазывается черезъ масленку, имѣющуюся въ подвижной части сальника.



Фиг. 45.—Сальникъ поршневого штока.

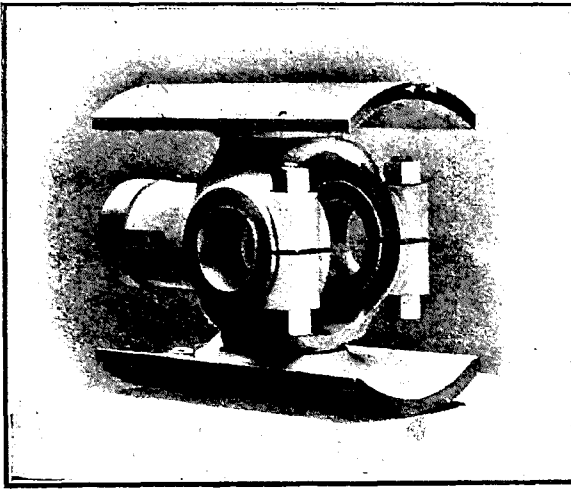
При перегрѣтомъ парѣ необходимо мягкую набивку замѣнять набивкой изъ металлическихъ (баббитовыхъ) колець, такъ какъ мягкая набивка быстро перегораетъ отъ высокой температуры. Еще лучше примѣнять такъ называемые лабиринтовые сальники, дѣйствующіе по принципу расширенія пара, которые широко приняты въ паровыхъ турбинахъ и будутъ описаны въ IV главѣ.



Фиг. 46.—Крейцкопфъ (кулакъ).

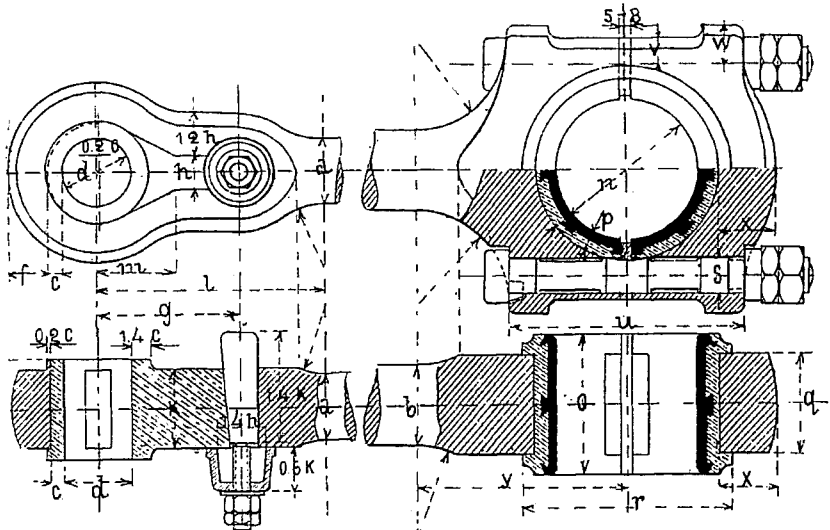
Примѣръ устройства кулака (крейцкопфа) изображенъ на фиг. 46 и 47. Онъ состоитъ изъ основнаго тѣла, отлитаго изъ стали, въ которомъ

конец поршневого штока укрѣпляется помощью клина. Сверху и снизу къ тѣлу кулака присоединяются ползушки изъ чугуна, которыя и двигаются между параллелями, направляя движеніе штока. Въ постоянныхъ паровыхъ машинахъ болѣею частью параллели замѣняются цилиндрическою частью главной рамы, связывающей цилиндръ съ коренными подшипниками вала въ одно цѣлое. Въ этомъ случаѣ, какъ и изображено на фиг. 46 и 47, ползушки имѣютъ форму части цилиндрической поверхности. Насквозь внутренней полости крейцкопфа перпендикулярно средней вертикальной плоскости машины просаживается крейцкопфный болтъ, укрѣпляемый по концамъ въ стѣнкахъ кулака. На этотъ болтъ надѣвается однимъ концомъ шатунъ машины, другимъ концомъ одѣваемый на палецъ кривошипа.



Фиг. 47.—Наружный видъ крейцкопфа.

пендикулярно средней вертикальной плоскости машины просаживается крейцкопфный болтъ, укрѣпляемый по концамъ въ стѣнкахъ кулака. На этотъ болтъ надѣвается однимъ концомъ шатунъ машины, другимъ концомъ одѣваемый на палецъ кривошипа.

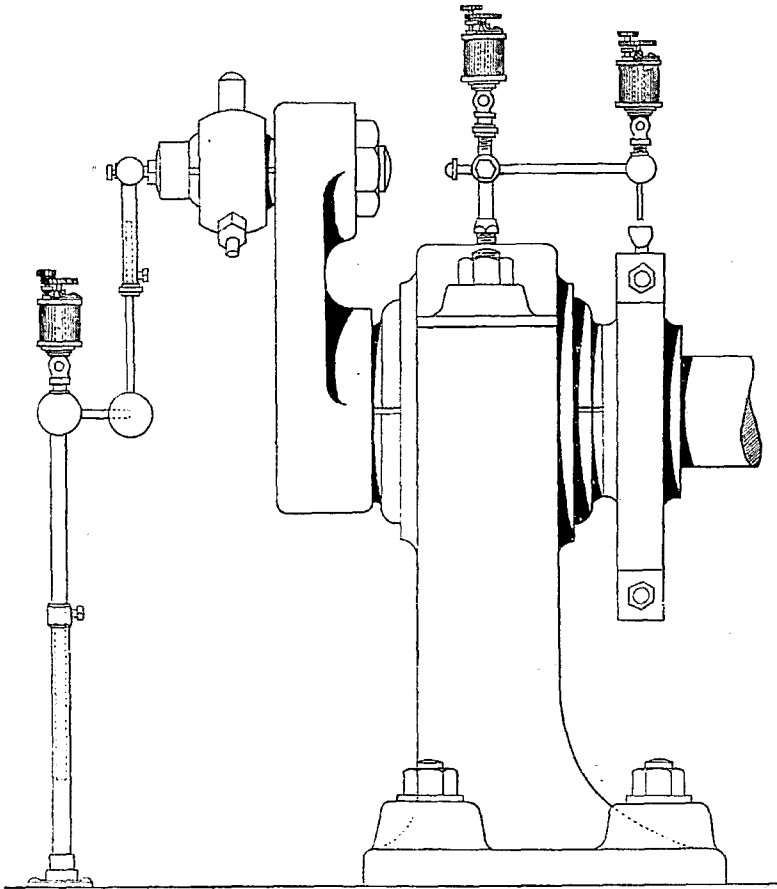


Фиг. 48.—Шатунъ съ морской головкой.

Примѣрное устройство шатуна изображено на фиг. 48. Шатунъ представляетъ стальной стержень круглаго или прямоугольнаго сѣченія, имѣющій двѣ головки: крейцкопфную и кривошипную. Крейцкопфная головка состоитъ изъ двухъ бронзовыхъ вкладышей съ цилиндрическимъ сверленіемъ для одѣванія на крейцкопфный болтъ. Эти вкла-

дыши затягиваются клиномъ съ винтомъ и гайкой, который нажимаетъ на наклонную плоскость одного изъ вкладышей. Смазка трущихся поверхностей происходитъ большею частью черезъ внутренній каналъ въ крейцкопфномъ болтѣ, въ который масло поступаетъ изъ масленки, ввинчиваемой въ торецъ крейцкопфнаго болта. Кривошипная головка (морского типа, очень распространенная и удобная) устроена такъ: шатунъ кончается развилкой, въ которую вставленъ бронзовый или стальной вкладышъ, залитый баббитомъ. Къ развилкѣ помощью сквозныхъ болтовъ присоединяется крышка, въ которую вставленъ второй вкладышъ обратной формы. Между тѣломъ и крышкой кладутся тонкія прокладки изъ латуни, при чемъ въ такомъ количествѣ, чтобы оба вкладыша совершенно плотно охватывали палецъ кривошипа.

Кривошипъ представляетъ собою (фиг. 49) стальное тѣло, закрѣпляемое помощью шпонки или винта на концѣ главнаго вала. Въ



Фиг. 49.—Кривошипъ и его смазка.

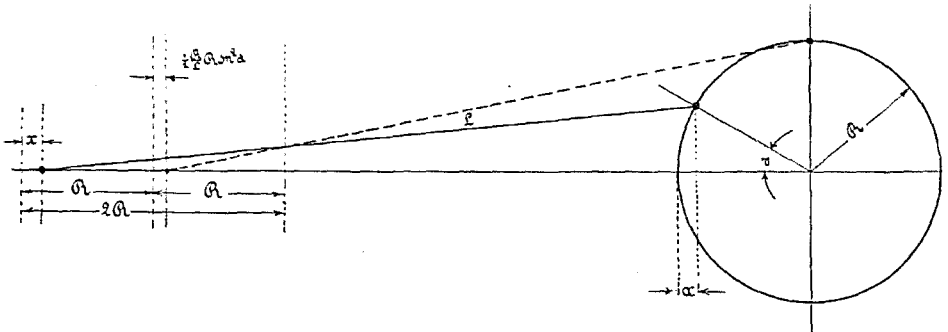
это тѣло кривошипа гидравлическимъ прессомъ подъ большимъ давлениемъ вставляется эксцентрично оси вала стальной же палецъ кривошипа, снабженный наружнымъ буртикомъ, удерживающимъ шатунъ въ одной вертикальной плоскости. Смазка кривошипной головки про-

изводится. большею частью через внутренній каналъ въ пальцѣ кривошипа, въ который вколочена смазочная трубка, изогнутая въ видѣ обратнаго кривошипа. Конецъ этой трубки, совпадающій съ продолженіемъ оси вала, вставленъ въ особую коробку, въ которой конецъ трубки свободно вращается. Смазка изъ масленки, укрѣпленной на перилахъ вокругъ машины, поступаетъ въ коробку и смазочную трубку при нижнихъ положеніяхъ ея и вгоняется въ смазочный каналъ дѣйствіемъ центробѣжной силы.

§ 32. Законы кривошипной передачи.

Шатунно-кривошипный механизмъ служитъ для преобразованія прямолинейно-возвратнаго движенія поршня во вращательное движеніе вала. При этомъ какъ качаніе шатуна, такъ и вращеніе кривошипа происходитъ въ вертикальной плоскости, проходящей черезъ ось цилиндра. Для возможности преобразованія движенія, какъ легко видно изъ самаго существа устройства передачи, необходимо, чтобы длина кривошипа была бы равна $\frac{1}{2}$ нужнаго намъ хода поршня. Длина шатуна дѣлается обычно въ 4—5 разъ больше длины кривошипа.

Если кривошипъ повернется изъ положенія, совпадающаго съ осью машины (фиг. 50), на уголъ α , то крейцкопфъ, а слѣдовательно, и поршень



Фиг. 50.—Кривошипно-шатунная передача.

пройдетъ путь x , который въ предположеніи бесконечно длиннаго шатуна будетъ равенъ горизонтальной проекціи пути кривошипа, т. е. между угломъ α , путемъ x и величиною кривошипа R существуетъ соотношеніе

$$x = R(1 - \cos \alpha).$$

При шатунѣ конечной длины x получается правильно по этой формулѣ только для положеній кривошипа, совпадающихъ съ осью машины. Для угла же поворота $\alpha = 90^\circ$ мы получимъ путь поршня x больший половины хода поршня и опредѣляемый, если мы изъ положенія кривошипа подѣ угломъ 90° къ оси машины засѣчемъ линію движенія крейцкопфа длиною шатуна. Оказывается, что разница между истиннымъ ходомъ и вычисленнымъ x бываетъ наибольшей именно при указанномъ положеніи кривошипа и при прямо ему

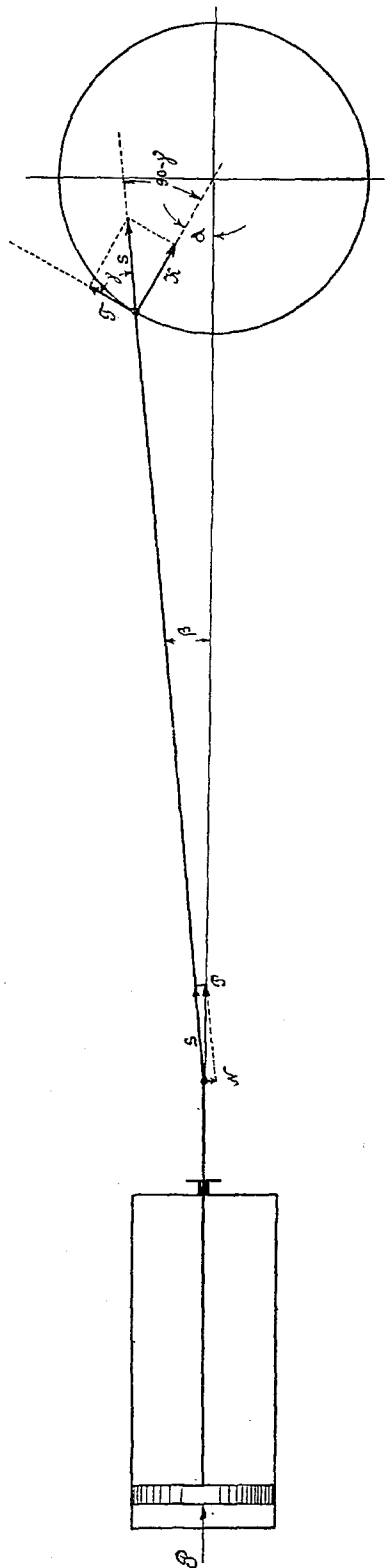
противоположномъ и выражается величиною $\pm \frac{1}{2} \cdot \frac{R}{L} \cdot R \sin^2 \alpha$, гдѣ L длина шатуна. При отношеніи $\frac{R}{L} = 0,2$ наибольшее вліяніе конечности шатуна будетъ составлять 5% хода поршня.

Давленіе пара, дѣйствующее на поршень P (фиг. 51), передается штокомъ въ крейцкопфъ и здѣсь разлагается на направленіе шатуна и перпендикулярно параллелямъ. Сила, дѣйствующая по шатуну, будетъ очевидно равна $S = \frac{P}{\cos \beta}$, гдѣ β уголъ наклона шатуна къ оси машины. Сила S передается шатуномъ въ палецъ кривошипа и здѣсь разлагается на силу K по направленію кривошипа (сжимаетъ его) и T перпендикулярную къ кривошину или касательную къ окружности, описываемой центромъ пальца кривошипа. Эта сила, называемая тангенціальной, вращаетъ валъ, т. е. является движущей силой нашей машины. Величина силы T равна

$$T = S \cos \gamma = S \cdot \sin (90^\circ - \gamma),$$

но уголъ $\angle (90^\circ - \gamma)$ есть вѣншній уголъ къ треугольнику, образованному осью машины, шатуномъ и кривошипомъ, и поэтому онъ равенъ суммѣ не смежныхъ съ нимъ угловъ α и β . Поэтому $T = S \sin (\alpha + \beta) = \frac{P \sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$.

Мы видимъ, что при наличіи кривошипной передачи тангенціальная сила переменна и дважды за одинъ оборотъ вала измѣняется отъ нуля (при $\alpha = 0^\circ$ и 180° , когда $\beta = 0$) и до максимума. Положенія, при которыхъ $T = 0$, т. е. машину нельзя сдвинуть съ мѣста дѣйствіемъ пара на поршень, называются мертвыми точками или мертвыми положеніями. При работѣ машины эти положенія проходятся подъ вліяніемъ запаса живой силы вращающихся частей машины (вала, кривошипа, отчасти шатуна и главное ма-



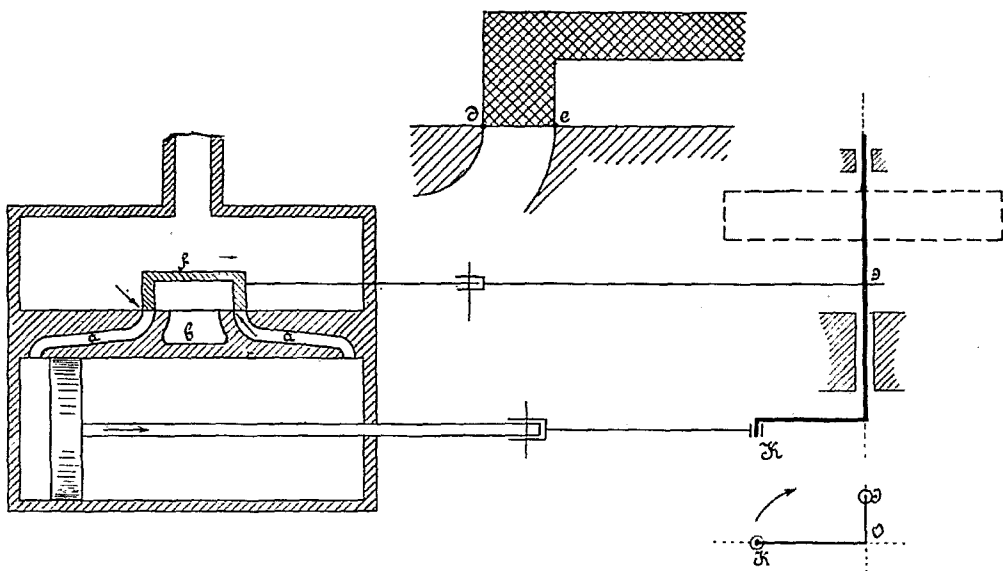
Фиг. 51.—Определение тангенціальной (вращающей) силы.

ховика). При первоначальномъ же пускѣ въ ходъ необходимо сначала валъ вращать посторонней силой или же устраивать минимумъ два цилиндра, кривошипы которыхъ были бы заклинены подъ угломъ 90° другъ къ другу. Тогда при $T=0$ у одного цилиндра, у другого цилиндра T будетъ всегда больше нуля (около максимальнаго значенія) и вращеніе машины дѣлается возможнымъ. Такъ, напр., поступаютъ на паровозахъ и пароходахъ.

На работу тренія въ механизмѣ кривошипа и шатуна расходуется около 5% всей мощности машины.

§ 33. Распредѣленіе пара простымъ золотникомъ.

Разсматривая въ предыдущихъ параграфахъ возвратно-прямолинейное движеніе поршня, мы видѣли, что намъ необходимо періодически въ данную полость цилиндра впускать паръ и затѣмъ сообщать эту полость съ выпускомъ. Простѣйшая форма парораспредѣленія достигается для машины, работающей по индикаторной діаграммѣ фиг. 40. Для цѣлей парораспредѣленія мы подводимъ свѣжій паръ въ золотниковую коробку, прилитую къ цилиндру сбоку. Коробка эта въ стѣнкѣ, отдѣляющей ее отъ цилиндра, имѣетъ два сквозныхъ канала a , проходящихъ изъ золотниковой коробки въ концы цилиндра (фиг. 52), и



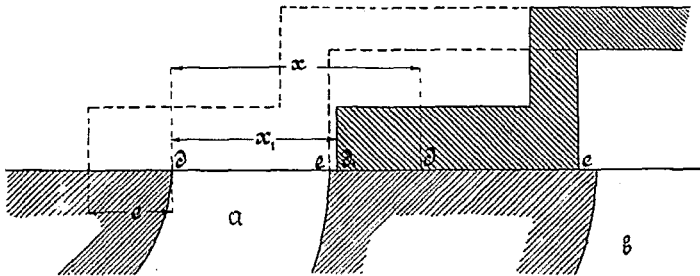
Фиг. 52.—Простѣйшее парораспредѣленіе золотникомъ.

впадину b между ними, имѣющую боковое сообщеніе съ паровыпускной трубой. Поверхность стѣнки золотниковой коробки, на которую выведены каналы a и b , называется золотниковымъ зеркаломъ и тщательно обрабатывается (шабрится). На золотниковое зеркало ставится распредѣлительный золотникъ f , представляющій собою опрокинутую вверхъ дномъ коробку. Когда золотникъ поставленъ въ среднее свое положеніе относительно каналовъ a и b , то его кромки d и e точно

совпадаютъ съ кромками парораспредѣлительныхъ каналовъ *a*. Золотникъ *f* приводится въ дѣйствіе отъ кривошипнаго механизма съ кривошипомъ *э*, который заклиненъ на 90° къ поршневому кривошипу, впереди его, считая по направленію вращенія. Такой распредѣлительный механизмъ даетъ какъ разъ діаграмму фиг. 40. Дѣйствительно, едва мы посторонней силой начнемъ вращать валъ по направленію стрѣлки, какъ лѣвое окно начнетъ открываться золотникомъ и свѣжій паръ изъ золотниковой коробки начнетъ проходить въ лѣвую полость цилиндра. Отработанный же паръ изъ правой полости начнетъ выходить подъ золотникъ и удаляться въ впадину *b* и паровыпускную трубу. При среднемъ положеніи поршня получится наибольшій сдвигъ золотника въ правую сторону, ибо кривошипъ золотника *э* займетъ правое мертвое положеніе. При дальнѣйшемъ вращеніи вала, подъ вліяніемъ давленія пара на поршень, золотникъ начнетъ двигаться обратно, и когда поршневой кривошипъ *k* придетъ въ правое мертвое положеніе, золотникъ окажется въ среднемъ положеніи, т. е. прекратитъ впускъ и выпускъ. Какъ только по инерціи кривошипъ *k* перейдетъ правую мертвую точку, золотникъ начнетъ двигаться влѣво изъ своего средняго положенія, производя впускъ пара въ правую полость и выпускъ подъ золотникъ изъ лѣвой полости цилиндра. Такимъ образомъ мы получимъ продолжительность впуска и выпуска на 100% хода поршня, т. е. діаграмму (фиг. 40) безъ расширенія и сжатія и безъ предваренія впуска и выпуска.

§ 34. Золотникъ съ перекрышами и угломъ опереженія.

Если бы мы желали получить машину, работающую съ расширеніемъ пара, то золотникъ намъ пришлось бы измѣнить. Представимъ себѣ, фиг. 53, что золотникъ *f* достигъ своего крайняго положенія (что наступаетъ при среднемъ положеніи поршня) и что мы измѣнили зо-

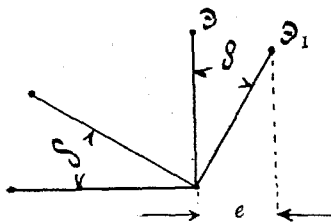


Фиг. 53.—Золотникъ съ вѣшной перекрышей.

лотникъ тѣмъ, что увеличили его размѣръ наружу, снабдивъ лапой *dd₁*. Очевидно, что, двигаясь къ своему среднему положенію, золотникъ закроетъ впускъ въ каналъ *a* пройдя путь *x₁*, когда кромка золотника *d₁* совпадетъ съ лѣвой кромкой распредѣлительнаго канала. Между тѣмъ поршень придетъ въ мертвое правое положеніе при сред-

немъ положеніи золотника, т. е. когда старая кромка d совпадетъ съ лѣвой кромкой канала, т. е. когда будетъ пройденъ золотникомъ путь x . Такимъ образомъ мы видимъ, что часть пути поршня передъ правымъ мертвымъ положеніемъ, соответствующая перемѣщенію золотника $e = x - x_1$ при новомъ золотникѣ не сопровождается впускомъ пара, т. е. въ цилиндрѣ происходитъ расширеніе пара. Чѣмъ больше будетъ лапа золотника, т. е. чѣмъ больше $e = x - x_1$, тѣмъ длиннѣе получится періодъ расширенія. Размѣръ e называется внѣшней перекрышей, т. к. именно на эту величину золотникъ перекрываетъ каналъ a при своемъ среднемъ положеніи на зеркалѣ (пунктирное положеніе). На основаніи изложеннаго мы видимъ, что чѣмъ большее расширеніе пара мы хотимъ получить въ цилиндрѣ, тѣмъ большую внѣшнюю перекрышу e мы должны сдѣлать.

Однако золотникъ съ внѣшней перекрышей, приводимый въ дѣйствіе кривошипомъ ε (фиг. 54), какъ въ случаѣ золотника безъ перекрыши, оказывается неудовлетворительнымъ, ибо онъ не будетъ производить впуска пара въ цилиндръ, пока поршневой кривошипъ не повернется на уголъ δ , когда кривошипъ ε займетъ положеніе ε_1 , при которомъ перемѣщеніе золотника изъ средняго положенія, т. е. горизонтальная проекція кривошипа ε , не будетъ равна величинѣ внѣшней перекрыши e . А такъ какъ впускъ долженъ обязательно начинаться съ мертваго положенія



Фиг. 54.—Уголъ опереженія золотниковаго кривошипа.

поршня, то необходимо при мертвомъ положеніи кривошипа k сдвинуть уже золотникъ изъ средняго положенія на величину e , а для этого достаточно, чтобы кривошипъ ε былъ бы заклиненъ впереди k на уголъ $90^\circ + \delta$, считая по направленію вращенія. Уголъ δ называется угломъ опереженія. Золотникъ, работающій отъ кривошипа ε съ угломъ опереженія δ , производитъ очевидно и отсѣчку впуска соответственно раньше, т. е. уголъ опереженія увеличиваетъ степень расширенія пара въ цилиндрѣ.

Въ дѣйствительности уголъ опереженія δ берутъ нѣсколько больше описаннаго, такъ, чтобы горизонтальная проекція кривошипа ε , при мертвомъ положеніи поршня, равнялась бы величинѣ $e + v_c$, гдѣ v_c называется линейнымъ предвареніемъ впуска и представляетъ собою открытіе паровпускнаго окна при мертвомъ положеніи поршня. Золотникъ съ предвареніемъ впуска начинаетъ впускъ пара не при мертвомъ положеніи поршня, когда окно будетъ уже открыто на величину v_c (3—7 м/м), а еще до достиженія поршнемъ мертваго положенія. Дѣлается это для того, чтобы въ моментъ мертваго положенія поршня получилось бы въ цилиндрѣ уже полное давленіе пара, и для того, чтобы измѣненіе давленія внутри цилиндра происходило бы не толчками, а постепенно. Для послѣдней цѣли парораспредѣленіе выпуска дѣлаютъ со сжатіемъ, т. е. выпускаютъ паръ не во все время хода

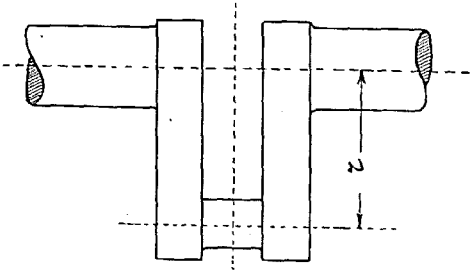
поршня, а только на части его, а затѣмъ оставшійся въ цилиндрѣ паръ подвергается постепенному сжатію до начала впуска свѣжаго пара, когда давленіе уже окончательно подымается до давленія въ золотниковой коробкѣ. Для того, чтобы машина работала со сжатіемъ, необходимо аналогично внѣшней дѣлать и внутреннюю перекрышу i , т. е. каналъ при среднемъ положеніи золотника со стороны внутреннихъ кромокъ каналовъ долженъ быть перекрытъ на величину i . Однако часто можно встрѣтить машины съ $i=0$ и даже съ отрицательнымъ i , но машина все же работаетъ со сжатіемъ благодаря углу опереженія кривошипа ε , приводящаго въ дѣйствіе золотникъ. Благодаря тому же углу опереженія δ при мертвомъ положеніи кривошипа выпускной каналъ бываетъ уже открытъ на величину v_a — линейнаго предваренія выпуска, т. к. выпускъ начинается до прихода поршня въ мертвое положеніе. Въ среднемъ, начало впуска производится за 1—2%, а начало выпуска за 5—10% хода поршня до мертвыхъ положеній.

§ 35. Механизмъ эксцентрика и уравненіе движенія золотника.

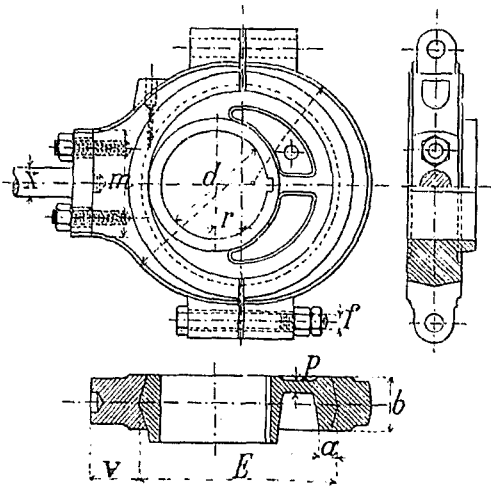
Очевидно, что разъ золотникъ движется отъ кривошипа ε вала черезъ посредство золотниковаго шатуна, то уравненіе движенія его будетъ подобнымъ, что и для движенія поршня, связаннаго съ кривошипомъ. Но здѣсь насъ интересуетъ передвиженіе золотника не изъ мертвыхъ положеній, а отъ середины хода, такъ какъ именно этими передвиженіями характеризуются фазы парораспредѣленія. Для поршня разстояніе отъ средняго положенія выражается величиною $R - x = R \cos \alpha$ при поворотѣ кривошипа на уголъ α изъ мертваго положенія. Кривошипъ же ε золотника, длину котораго назовемъ r , опережаетъ кривошипъ k на уголъ $90^\circ + \delta$, поэтому, когда кривошипъ k повернется на уголъ α , то перемѣщеніе золотника изъ средняго положенія будетъ $\xi = r \cos(90^\circ + \delta + \alpha)$ или $\xi = \pm r \sin(\delta + \alpha)$, при чемъ знакъ $+$ обозначаетъ перемѣщенія изъ средняго положенія вправо, а знакъ $-$ перемѣщенія изъ средняго положенія влѣво. Для мертваго положенія поршня $\xi = \xi_0 = r \sin \delta = e + v_a$ или $= i + v_a$. Открытіе окна для впуска пара опредѣляется при данномъ положеніи кривошипа (подъ угломъ α къ мертвому) величиною $a = \xi - e$, а открытіе окна для выпуска (со стороны внутренней кромки золотника) величиною $b = \xi - i$. Моментъ отсѣчки или начала расширенія характеризуется, очевидно, уравненіемъ $\xi = e = r \sin(\delta + \alpha)$, откуда мы можемъ найти положеніе кривошипа при отсѣчкѣ (уголъ α), а слѣдовательно, и положеніе поршня по уравненію $x = R(1 - \cos \alpha)$. Точно такъ же моментъ начала сжатія опредѣляется уравненіемъ $\xi = i$, и мы аналогично можемъ найти положеніе поршня въ моментъ начала сжатія (или при отсѣчкѣ выпуска).

Въ дѣйствительности очень трудно бываетъ привести золотникъ въ дѣйствіе отъ добавочнаго кривошипа ε . Дѣло въ томъ, что обыкновенно (фиг. 52) валъ машины проходитъ дальше для помѣщенія на немъ маховика, а кривошипъ можетъ быть помѣщенъ лишь на концѣ вала. Можно вмѣсто кривошипа сдѣлать колѣно

(фиг. 55) съ эксцентриситетомъ r , но изготовленіе колѣна очень удорожаетъ валъ и поэтому не практикуется. Обычно кривошипъ замѣняется дѣйствіемъ такъ называемаго эксцентрика, который дѣйствуетъ совершенно тождественно съ кривошипомъ. На валъ (фиг. 56) заклинивается дискъ такъ, что центръ диска не совпадаетъ съ центромъ



Фиг. 55.—Колѣно для движенія золотника.



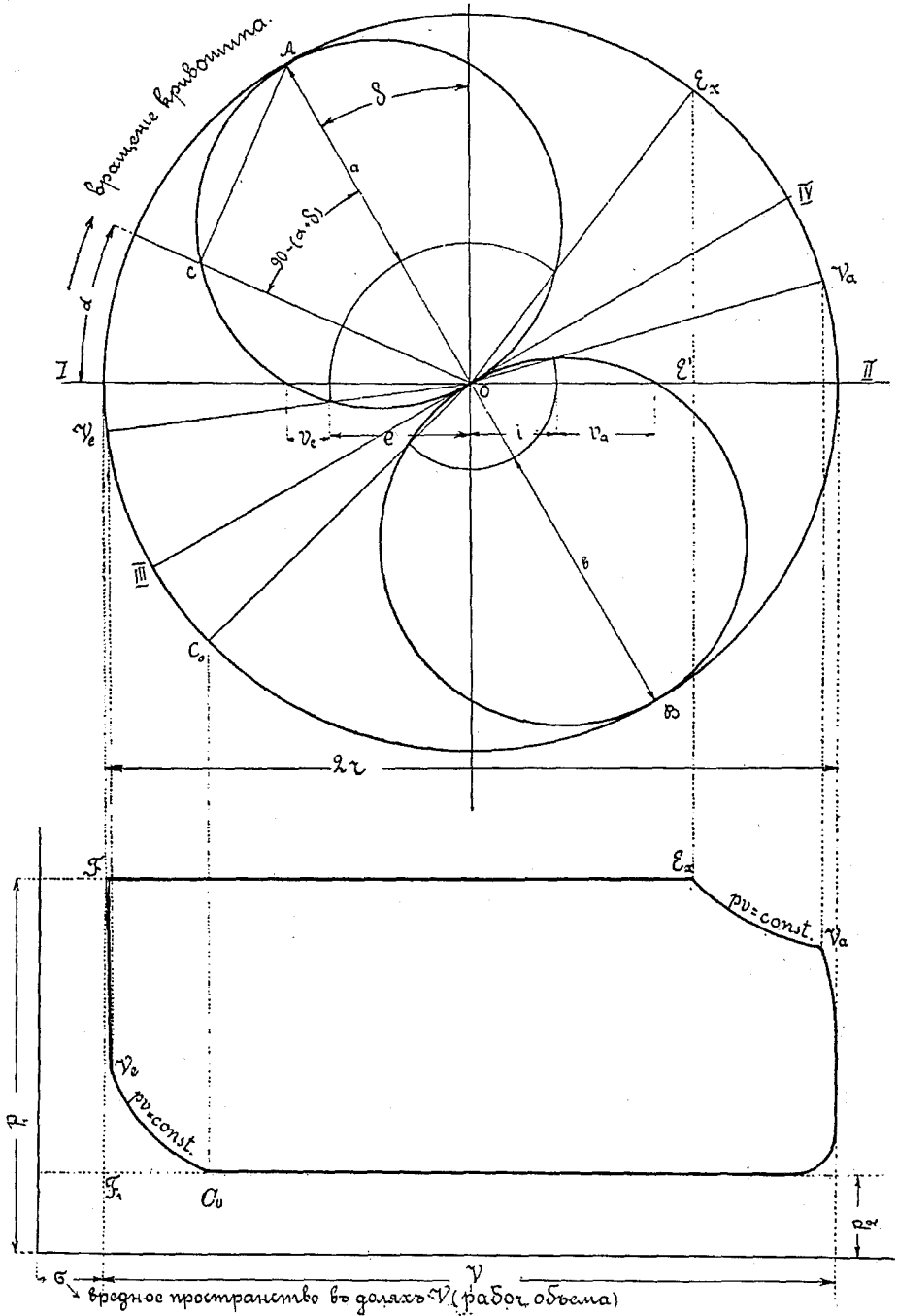
Фиг. 56.—Эксцентрикъ.

вала, при чемъ разстояніе между центромъ диска и центромъ вала дѣлается равнымъ длинѣ нужнаго намъ кривошипа ε , именно $= r$. Эта величина называется эксцентриситетомъ эксцентрика. Линія, соединяющая центры вала и диска, должна образовать съ главнымъ кривошипомъ машины уголъ $90^\circ \pm \delta$. На дискъ надѣвается эксцентриковый хомутъ или бугель, состоящій изъ двухъ частей, соединяемыхъ болтами. Бугель этотъ жестко связанъ съ эксцентриковой тягой, сочленяющейся шарнирно съ кулакомъ золотниковаго штока и замѣняющей дѣйствіе золотниковаго шатуна. Когда вмѣстѣ съ валомъ дискъ эксцентрика начинаетъ вращаться внутри бугеля, то выпуклость эксцентрика заставляеть бугель, а вмѣстѣ съ нимъ и золотниковый штокъ, совершать возвратно прямолинейныя движенія на величину r въ каждую сторону изъ средняго положенія, чѣмъ вполне замѣняется работа кривошипа ε безъ усложненія устройства вала (колѣно). Трущаяся поверхность эксцентрика смазывается изъ масленки, укрѣпленной на бугелѣ эксцентрика.

§ 36. Золотниковая діаграмма Цейнера.

Въ предыдущемъ § выяснена аналитически связь между произвольнымъ положеніемъ кривошипа и соответствующимъ положеніемъ золотника. Для того, чтобы представить эту связь нагляднѣе, пользуются графическимъ изображеніемъ въ видѣ такъ называемыхъ золотниковыхъ діаграммъ. Мы опишемъ лишь одну изъ нихъ, именно діаграмму Цейнера (фиг. 57). Возьмемъ двѣ взаимно-перпендикулярныя линіи и пересѣченіе ихъ O примемъ за центръ діаграммы. Очертимъ изъ центра O окружность радіуса, равнаго эксцентриситету r эксцентрика, и эту окружность примемъ за окружность

вращения кривошипа, вычерченную в масштабъ $r:R$, гдѣ R радиусъ кривошипа. Такимъ образомъ горизонтальный діаметръ I—II будетъ изображать



Фиг. 57—58.—Діаграмма Цейнера и индикаторная для простого коромысчатого золотника.

ходъ поршня. Отложимъ влѣво отъ вертикальнаго діаметра при центрѣ O уголъ опереженія δ эксцентрика (такимъ образомъ откладываемъ его въ сто-

рону обратную действительному положению эксцентриситета) и проведемъ подъ этимъ угломъ линію AB . На этой линіи опишемъ двѣ окружности радіуса $\frac{r}{2}$. Эти окружности будутъ касаться другъ друга въ центрѣ O діаграммы. Посмотримъ чему теперь будетъ равна произвольная хорда OC , проведенная подъ угломъ α къ линіи мертвыхъ точекъ I—II. Изъ прямоугольнаго (по построению) треугольника OCA находимъ, что $OC = AO \cos [90^\circ - (\alpha + \delta)] = r \sin (\delta + \alpha)$, а это какъ разъ величина перемѣщенія ξ золотника изъ средняго положенія для положенія кривошипа подъ угломъ α къ линіи мертвыхъ точекъ. Такъ какъ открытіе канала для впуска $a = \xi - e$, то мы можемъ произвести вычитаніе графически, проведя дугу изъ центра O радіусомъ равнымъ вѣншей перекрышъ e . Эта окружность, пересѣкая кругъ Цейнера, даетъ двѣ точки, для которыхъ $\xi = e$; очевидно, это будутъ точки начала впуска V_e и отсѣчка E_x . Проводя черезъ нихъ лучи къ центру O діаграммы, получимъ положенія кривошипа при началѣ впуска OV_e и при началѣ расширенія OE_x . Такъ же легко опредѣляется линейное предвареніе впуска v . Наибольшее (полное) открытіе окна получается, когда кривошипъ повернется изъ мертваго положенія на уголь $90^\circ - \delta$ —при направленіи OA . Степень наполненія опредѣляется, если мы точку E_x на окружности вращенія кривошипа спроектируемъ на ходъ поршня I—II, именно степень наполненія будетъ $\frac{E' I}{I II} \cdot 100\%$.

Вторая окружность Цейнера (нижняя) даетъ элементы выпуска для той же полости поршня. Для полученія открытій для выпуска b надо взять $b = \xi - i$, т. е. вычитать внутреннюю перекрышку, что и сдѣлано, когда проведена окружность радіуса i изъ центра O . Этой окружностью опредѣляются положенія кривошипа, когда $\xi = i$, т. е. положенія предваренія выпуска $V_a O$ и начала сжатія $C_a O$. Наибольшее открытіе окна для выпуска будетъ при положеніи кривошипа BO подъ угломъ $270^\circ - \delta$ къ лѣвому мертвому положенію. Линейное предвареніе выпуска будетъ v_a . Среднее положеніе золотникъ занимаетъ на зеркалѣ при $\xi = 0$ т. е. при положеніяхъ кривошипа, касательныхъ къ кругамъ Цейнера въ точкѣ O (при положеніяхъ кривошипа III O и O IV'), при чемъ кругъ Цейнера, лежащій выше линіи III—IV', даетъ перемѣщенія золотника вправо изъ средняго положенія (знакъ +), а нижній кругъ влѣво отъ средняго положенія (знакъ —).

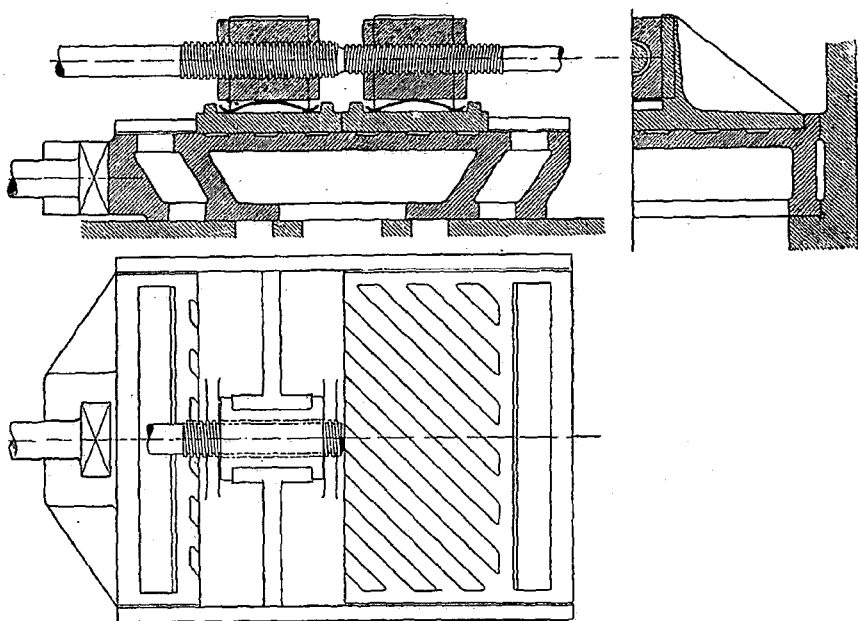
Мы видимъ, что если даны для парораспредѣленія величины r , δ , e и i , то мы можемъ помощью діаграммы Цейнера изслѣдовать производимое парораспредѣленіе и построить по этимъ даннымъ индикаторную діаграмму машины (фиг. 58), если еще будутъ даны давленіе впуска p_1 и выпуска p_2 . Наоборотъ, если дана индикаторная діаграмма, то по ней, пользуясь діаграммой Цейнера, можно опредѣлить элементы парораспредѣленія, именно r , δ , e и i . Подобная задача помѣщена въ концѣ главы (§ 46).

§ 37. Двойные золотники.

Простые золотники, разсмотрѣнные въ предыдущихъ параграфахъ, являются вполне пригоднымъ органомъ парораспредѣленія лишь

при значительныхъ степеняхъ наполненія, именно свыше 35—40% хода поршня. При малыхъ же степеняхъ наполненія приходится очень увеличивать уголъ опереженія δ и одновременно увеличивать вѣшнюю перекрышу e . Вслѣдствіе этого уменьшается открытіе окна, а если мы желаемъ и открытіе окна оставить большимъ, то необходимо увеличивать еще и величину эксцентриситета r . Но при большомъ значеніи r и конструкція эксцентрика получается громоздкой и работа тренія какъ золотника, такъ и на окружности эксцентрика получается слишкомъ большой, такъ какъ увеличиваются проходимые пути. Поэтому при малыхъ степеняхъ наполненія примѣняютъ уже болѣе сложныя парораспредѣленія, среди которыхъ широкимъ распространеніемъ пользуются двойные золотники системы Мейера и видоизмѣненія ея: Гурауэра и Ридера. Не вдаваясь здѣсь въ подробное описаніе этихъ системъ, укажемъ только на принципъ дѣйствія золотниковъ перечисленныхъ системъ.

Схема дѣйствія двойного золотниковаго парораспредѣленія изображена на фиг. 59. По золотниковому зеркалу движется золотникъ,



Фиг. 59.—Двойной золотникъ Мейера.

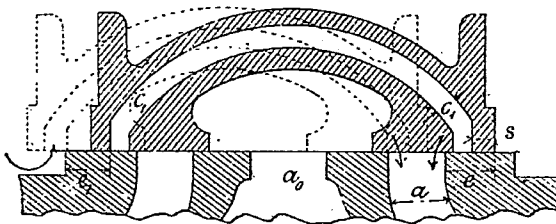
работающій отъ эксцентрика по обычному принципу. Этотъ золотникъ называется основнымъ или распредѣлительнымъ. Онъ устраивается въ видѣ толстой пластины, въ которой вырѣзаны окна для впуска пара, при чемъ впускъ пара совершается, какъ въ обыкновенномъ золотникѣ. Отвѣчными кромками впуска служатъ внутреннія кромки прорѣзовъ въ нижнемъ золотникѣ, самые же прорѣзы берутся такой ширины, чтобы окно въ зеркалѣ цилиндра при крайнемъ положеніи золотника на зеркалѣ было бы вполне открыто. Выпускъ производитъ

ся основнымъ золотникомъ тождественно съ нормальнымъ коробчатымъ золотникомъ.

По гладко обработанной верхней плоскости основного золотника движется отъ другого эксцентрика такъ называемый расширительный или отсѣчной золотникъ, который представляетъ собою двѣ простыхъ пластинки, соединенныхъ съ однимъ общимъ штокомъ. Если мы уголъ опереженія отсѣчного эксцентрика сдѣлаемъ бѣльшимъ, чѣмъ основного эксцентрика, то пластины будутъ двигаться уже влѣво, когда основной золотникъ движется еще вправо изъ средняго положенія. Поэтому можно еще задолго до достиженія основнымъ золотникомъ крайняго положенія закрыть пластинкою прорѣзъ въ спинкѣ нижняго золотника, чѣмъ и прекратится впускъ пара въ цилиндръ, т. е. произойдетъ отсѣчка много раньше, чѣмъ, если бы дѣйствовалъ одинъ нижній золотникъ. Отсѣчка произойдетъ тѣмъ раньше, чѣмъ больше будетъ уголъ опереженія отсѣчного эксцентрика. Кромѣ того, пластинки отсѣчного золотника можно сближать и раздвигать или помощью особаго ручнаго привода или же помощью регулятора. Если мы пластинки раздвинемъ, то мы приближаемъ отсѣчную кромку пластины къ внѣшней кромкѣ прорѣза въ спинкѣ основного золотника, т. е. уменьшаемъ путь пластины до момента отсѣчки; поэтому раздвиженіе пластинъ сопровождается уменьшеніемъ степени наполненія, сдвиженіе пластинъ наоборотъ увеличиваетъ степень наполненія. Помощью такого приспособленія можно мѣнять степень наполненія въ широкихъ предѣлахъ отъ 0 до 50% хода поршня.

§ 38. Золотники съ двойнымъ впускомъ.

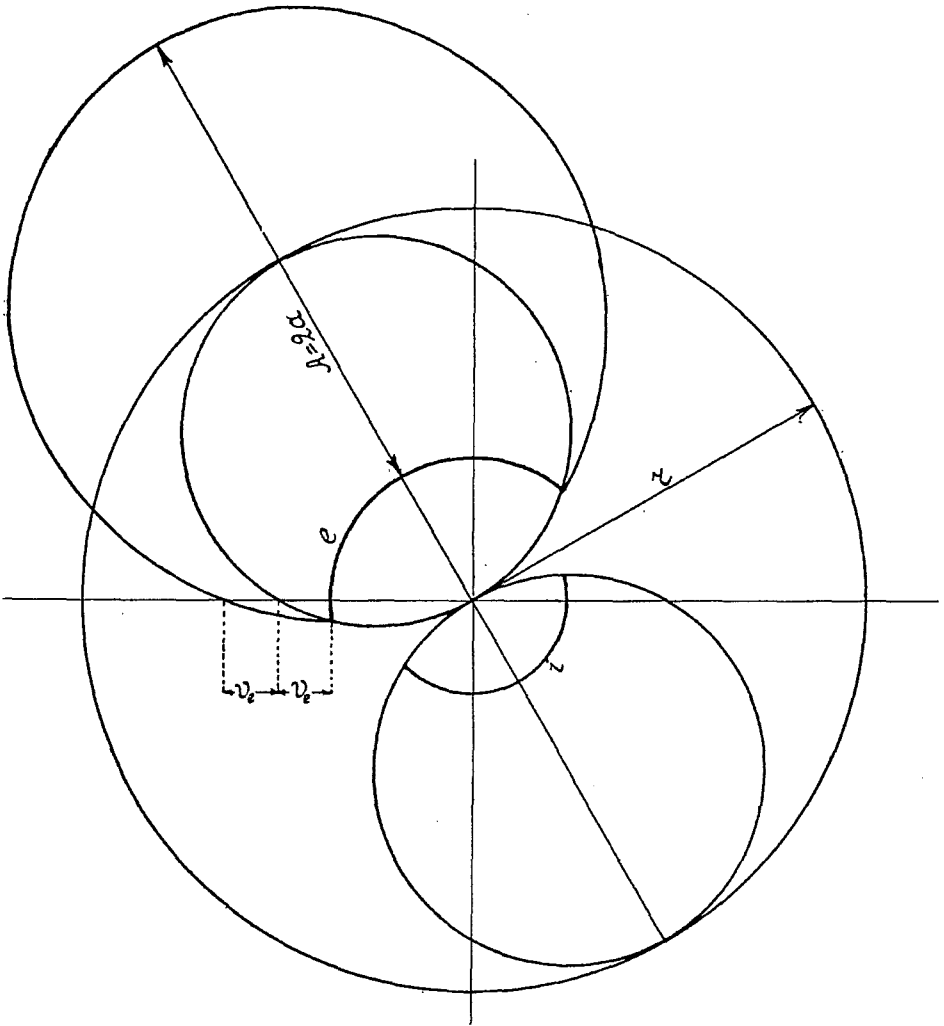
Для того, чтобы увеличить величину открытія канала безъ увеличенія эксцентриситета эксцентрика (т. е. и хода золотника), примѣняютъ золотники



Фиг. 60.—Золотникъ Трика съ двойнымъ впускомъ.

съ многократнымъ впускомъ. Типичнымъ золотникомъ является часто примѣняемый золотникъ системы Трика съ внутреннимъ каналомъ, дѣйствіе котораго показано на фиг. 60. Отверстіе въ золотниковомъ зеркалѣ дѣлается шире обычнаго a на величину s толщины стѣнки золотника. Самое зеркало дѣлается определенной длины, указанной на чертежѣ. При этихъ условіяхъ золотникъ при передвиженіи свисаетъ съ золотниковаго зеркала и поэтому въ распределительный каналъ происходитъ впускъ не только по наружной кромкѣ золотника, но и черезъ внутренній каналъ. Обычно дѣлаютъ такъ, что оба открытія по наружной кромкѣ золотника и по каналу (при сбѣганіи его съ зеркала) были строго одинаковы. Тогда мы при всѣхъ обстоятельствахъ получаемъ двойной впускъ пара. Выпускъ производится золотникомъ совер-

шенно тождественно съ нормальнымъ коробчатымъ золотникомъ. Кромѣ золотника Трика, находятъ широкое распространеніе золотники съ многократнымъ впускомъ системъ В. Шмидта (на паровозахъ), Пенна (двойной впускъ и двойной выпускъ), Гохвальда и нѣкоторые другіе. Диаграмма Цейнера для золотника Трика (фиг. 61) должна быть дополнена „шапкой“, построенной



Фиг. 61.—Диаграмма Цейнера для золотника Трика.

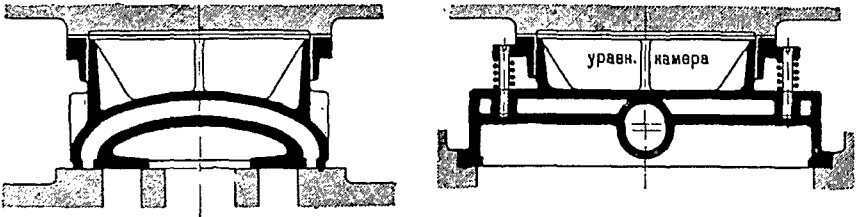
такъ, что при каждомъ положеніи кривошипа получается двойное противъ нормальнаго открытіе. При этомъ легко видѣть изъ диаграммы, что при сохраненіи того же эксцентриситета r мы получаемъ двойное противъ нормальнаго открытіе окна. Это обстоятельство позволяетъ примѣнять золотники Трика при довольно малыхъ степеняхъ наполненія (25—35%) безъ возрастанія размѣровъ эксцентрика до неприемлемыхъ.

§ 39. Уравновѣшенные золотники.

Для передвиженія нормальнаго коробчатого золотника на золотниковомъ штокѣ мы должны приложить усиліе, равное $x = fP$, гдѣ f коэффициентъ

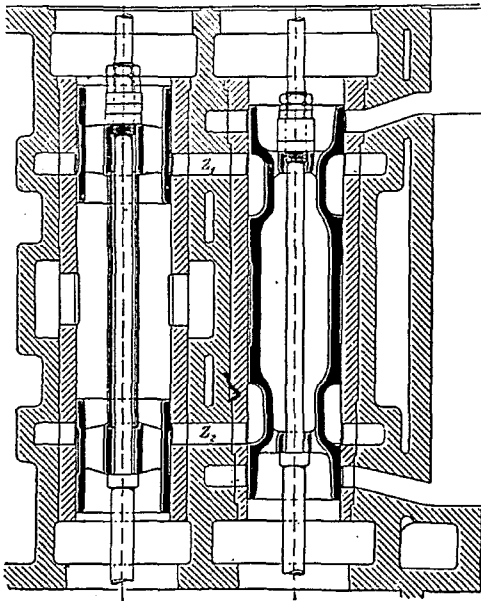
трения (равный здесь около 0,06) и $P = Fp$ — нагрузка пара на золотник; здесь F обозначает площадь, подверженную придавливанию к зеркалу в см^2 , и p давление пара в золотниковой коробке в atm . Это усилие x бывает очень велико в больших машинах и при высоком давлении p в золотниковой коробке. Работа, затрачиваемая на преодоление трения, уменьшает полезную отдачу машины, т. е. понижает коэффициент механического полезного действия машины. Для уменьшения вредного влияния силы x предлагают золотники делать уравновешенными, при чем получили распространение три способа уравновешения.

а) Уравновешение помощью компенсаторной плиты, показанное на фиг. 62. Спинка золотника снабжается круговым выступом с площадью F_1 . Во-



Фиг. 62. — Уравновешение [золотника компенсаторной плитой.

круг этого выступа помещается система колец, шлифованных к выступу, и с помощью пружин прижимающаяся плотно к компенсаторной



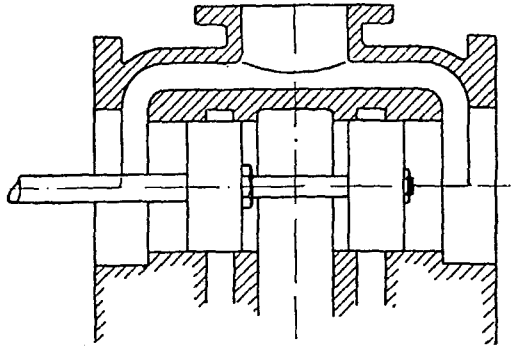
Фиг. 63. — Цилиндрический двухкамерный золотник (Дёрфеля).

плиты, установленной в золотниковой коробке строго параллельно с золотниковым зеркалом. Площадь золотника $F - F_1$ остается уравновешенной, но сила x будет значительно меньше, ибо она равна $x = f(F - F_1)p$, вместо fFp для простого золотника. Такое уравновешение выработано Боррисом и широко применяется на паровозах.

б) Круглые или шлифованные золотники (фиг. 63). Золотниковая коробка выполняется в форме цилиндра и золотник в форме полого цилиндра, тщательно шлифованного к коробке (втулке) в горячем состоянии. Такой золотник совершенно не прижимается к золотниковой втулке и усилие x для его передвижения ничтожно, раз только золотник не заедает. Пра-

ктически трудно выполнять по этой системе золотники больших машин, когда диаметр золотника превышает 150—200 мм.

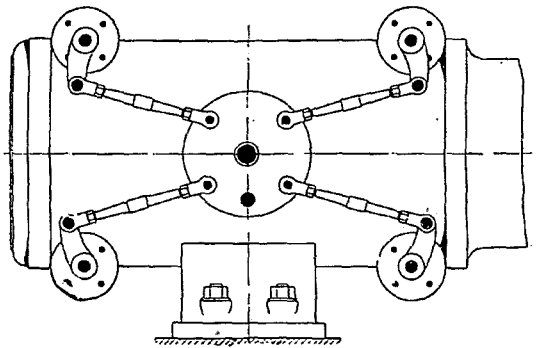
с) Поршневые золотники (фиг. 64), наиболее теперь распространенные. Золотниковая коробка имѣетъ форму цилиндра, а золотникъ состоитъ изъ двухъ поршней, одѣтыхъ на общую скалку. Поршни снабжены самопружинающимися поршневыми кольцами, плотно прижимающимися къ золотниковой втулкѣ. Подводъ пара приходится дѣлать къ золотниковой коробкѣ съ двухъ концовъ или же примѣнять внутренней впускъ (замѣнить взаимно назначеніе паровпускной и паровыпускныхъ трубъ). Золотникъ получается вполне уравновѣшенный. Сила x для движенія золотника зависитъ главнымъ образомъ только отъ силы нажатія колецъ на втулку и по величинѣ невелика.



Фиг. 64.—Схема устройства поршневого золотника.

§ 41. Понятіе о распредѣленіи пара кранами.

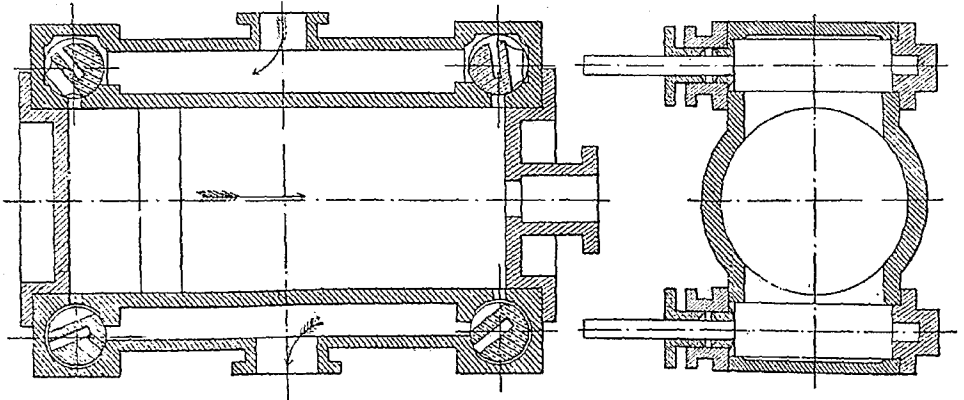
Вмѣсто распредѣленія пара золотникомъ имѣетъ нѣкоторое распространіе (главнымъ образомъ въ Англии и въ Америкѣ) распредѣленіе пара помощью четырехъ крановъ, изъ которыхъ два служатъ для впуска пара и два для выпуска. Схема устройства крановой машины снет. Корлисса (съ постояннымъ наполненіемъ) показана на фиг. 65. Краны располагаются по концамъ цилиндра: впускные вверху, выпускные внизу. Эти краны перекрываютъ паровые пролеты, выходящіе изъ полости крана внутрь цилиндра. Свѣжий паръ подводится къ обѣимъ верхнимъ крановымъ коробкамъ и отводится въ выпускъ отъ обѣихъ нижнихъ крановыхъ коробокъ. Своевременнымъ открытіемъ и закрытіемъ крановъ управляетъ слѣдующій механизмъ. На главномъ валу сидитъ эксцентрикъ, приводящій въ качательное движеніе особый дискъ, который насаженъ со способностью вращенія на стержень посрединѣ цилиндра. Отъ качающагося диска идутъ 4 тяги къ четыремъ кранамъ, которые соединены съ тѣломъ крановъ помощью маленькихъ кривошиповъ, насаженныхъ на ось крана. Такимъ образомъ вращеніе эксцентрика преобразуется въ качаніе диска, а это движеніе въ поворотъ крановъ. Устройство самого крана показано въ продольномъ и поперечномъ разрѣзѣ на фиг. 66. Крановыя машины въ Европѣ не получили большого распространенія, такъ какъ въ случаѣ, если требуется перемѣнное наполненіе, механизмъ выхо-



Фиг. 65.—Крановое распредѣленіе Корлисса.

На главномъ валу сидитъ эксцентрикъ, приводящій въ качательное движеніе особый дискъ, который насаженъ со способностью вращенія на стержень посрединѣ цилиндра. Отъ качающагося диска идутъ 4 тяги къ четыремъ кранамъ, которые соединены съ тѣломъ крановъ помощью маленькихъ кривошиповъ, насаженныхъ на ось крана. Такимъ образомъ вращеніе эксцентрика преобразуется въ качаніе диска, а это движеніе въ поворотъ крановъ. Устройство самого крана показано въ продольномъ и поперечномъ разрѣзѣ на фиг. 66. Крановыя машины въ Европѣ не получили большого распространенія, такъ какъ въ случаѣ, если требуется перемѣнное наполненіе, механизмъ выхо-

дить очень сложнымъ, и кромѣ того, невозможно регулировать степень наполненія въ такихъ широкихъ предѣлахъ, какъ при другихъ парораспредѣ-

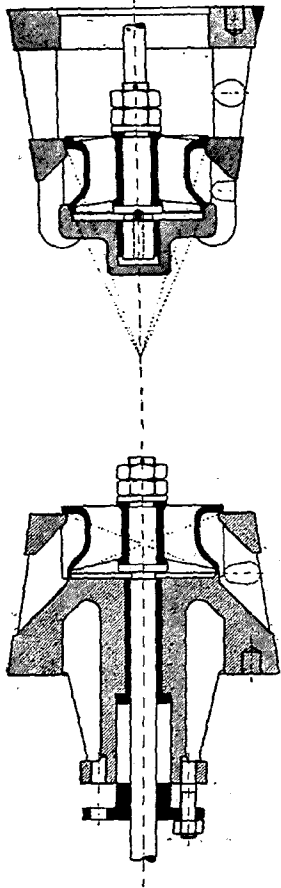


Фиг. 66.—Разрѣзы цилиндра съ кранами Корлисса.

ленія (золотники, клапаны). Пригонка крановъ очень затруднительна, а при работѣ перегрѣтымъ паромъ почти невозможна, такъ какъ краны коробятся и легко пропускаютъ парь.

§ 41. Парораспредѣленіе клапанами.

Въ Европѣ наиболѣе распространено парораспредѣленіе помощью четырехъ клапановъ, изъ которыхъ два служатъ для впуска пара и два для выпуска. Расположеніе клапановъ на цилиндрѣ аналогично расположенію крановъ. Устройство самого распределительнаго клапана показано на фиг. 67. Клапанъ представляетъ изъ себя литое тѣло вращения своеобразной формы, хорошо понятной изъ чертежа. Ребра связываютъ въ одно цѣлое клапанъ со втулкой, закрѣпленной на стержнѣ или шпинделѣ клапана, помощью котораго клапанъ можетъ быть поднятъ или опущенъ. Клапанъ плотно садится на клапанное гнѣздо, составляющее одно цѣлое съ цилиндромъ или устраиваемое въ особомъ клапанномъ фонарѣ, вставленномъ въ цилиндръ, какъ это изображено на фиг. 67 и 68. Клапанъ дѣлается двухопорнымъ, т. е. соприкасается съ гнѣздомъ по двумъ плоскостямъ, къ которымъ тщательно притирается. Клапанъ является почти уравновѣшеннымъ, такъ какъ для того, чтобы его поднять съ гнѣзда, приходится преодолѣть лишь давленіе пара на кольцевую поверхность

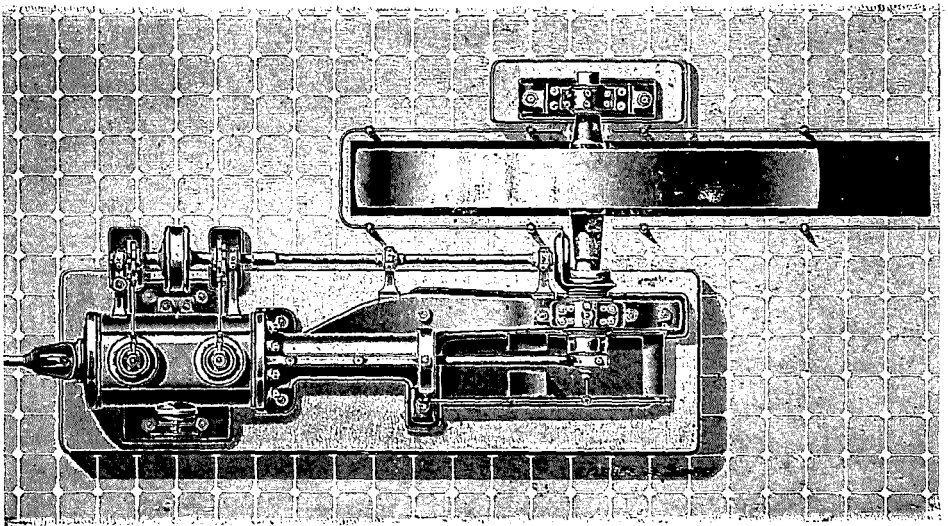
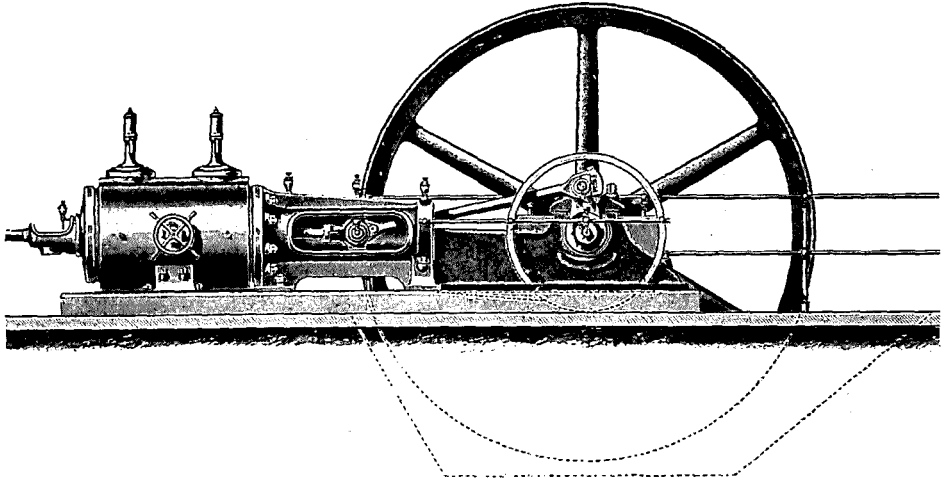


Фиг. 67—68.—Типы клапановъ и ихъ гнѣзды.

$\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$, гдѣ D_1 наружный діаметръ верхней опорной поверх-

ности клапана и D_2 —внутренній діаметръ нижней опорной поверхности, разность же $D_1—D_2$ составляет всего 0,5—0,6 см. При подъемѣ клапана на h м/м открывается впускъ или выпускъ пара черезъ площадь $2\pi D_{cp} \cdot h$, такъ какъ впускъ происходитъ и по верхнему и по нижнему сѣдлу. Поэтому достаточно уже очень незначительнаго подъема клапана, чтобы получить надлежащее открытіе пароваго окна. Клапанъ очень быстро и хорошо можно притирать къ гнѣзду и этимъ достигать плотнаго запиранія пара даже и при перегрѣтомъ парѣ.

Наиболѣе интереснымъ въ клапанныхъ распредѣленіяхъ является способъ подъема и опусканія клапановъ. Въ настоящее время суще-



Фиг. 69—70.—Общее расположеніе одноцилиндровой клапанной машины.

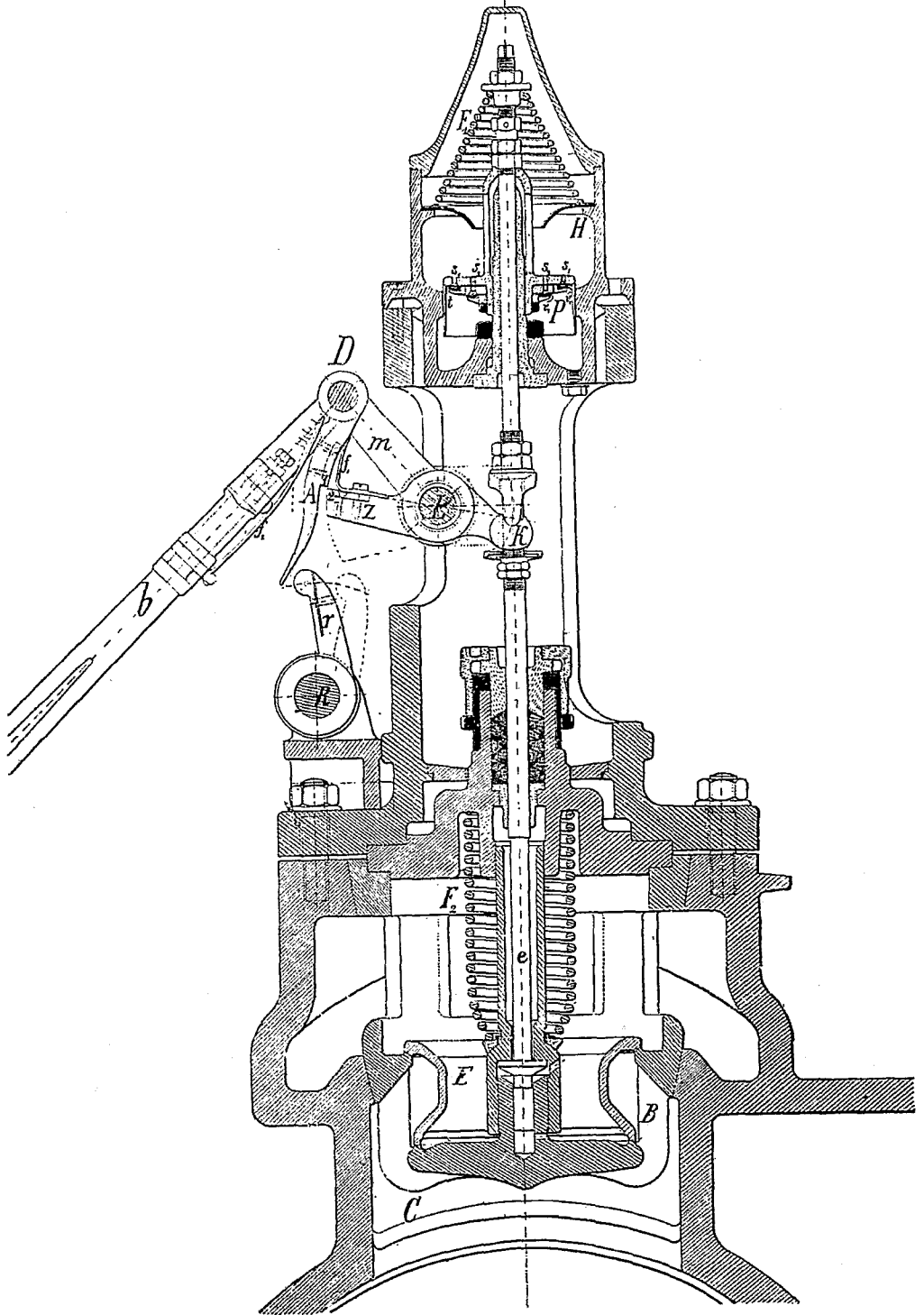
ствуетъ громадное разнообразіе системъ, и мы здѣсь въ состояніи описать лишь особо типичныя изъ нихъ. Прежде, однако, рассмотримъ общее расположеніе клапанныхъ машинъ, понятное изъ фиг. 69 и 70, гдѣ

изображенъ видъ и планъ клапанной машины. Отъ главнаго вала машины передается вращеніе перпендикулярно расположенному распредѣлительному валуку черезъ посредство зубчатой конической передачи съ передаточнымъ числомъ $= 1$, т. е. распредѣлительный валукъ движется съ главнымъ синхронно. Распредѣлительный валукъ, расположенный вдоль всей машины, поддерживается рядомъ кронштейновъ, прикрѣпленныхъ къ рамѣ машины и къ самому цилиндру. На этомъ валукѣ сидятъ 4 эксцентрика по одному на каждый клапанъ. Эксцентрикковыя тяги эксцентриковъ такъ или иначе соединяются съ шпинделемъ клапана и производятъ его подъеманіе и опусканіе. Вотъ мы и разсмотримъ наиболѣе типичные случаи соединенія эксцентриковой тяги со шпинделемъ клапана.

§ 42. Типы клапанныхъ парораспредѣленій.

а) Свободное паденіе клапана (фиг. 71). Конѣцъ эксцентриковой тяги b шарнирно связанъ съ рычагомъ m , качающимся около неподвижнаго центра L на цилиндрѣ машины. Этотъ рычагъ направляетъ движеніе конца эксцентриковой тяги. На томъ же самомъ шарнирѣ D насажена зацѣпка A или собачка, которая сцѣпляется съ двуплечнымъ горизонтальнымъ рычагомъ Z , другой конѣцъ котораго K шарнирно связывается со шпинделемъ клапана. Горизонтальный рычагъ вращается свободно на той же оси L , на которой сидитъ направляющій рычагъ. При движеніи конца эксцентриковой тяги изъ верхняго крайняго положенія внизъ собачка заскакиваетъ на горизонтальный рычагъ подѣ дѣйствіемъ специальной пружины f и начинаетъ тащить внизъ внѣшнее плечо горизонтальнаго рычага, вслѣдствіе чего происходитъ подъемъ клапана. При дальнѣйшемъ спусканіи внизъ хвостъ собачки встрѣчаетъ особый штифтъ r , находящійся въ данномъ положеніи подѣ воздействиемъ регулятора. Собачка упирается въ штифтъ и соскакиваетъ съ горизонтальнаго рычага, т. е. связь между клапаномъ E и эксцентриковой тягой нарушается, и клапанъ подѣ дѣйствіемъ собственнаго вѣса падаетъ на гнѣздо. Для ускоренія паденія клапана на него дѣйствуетъ пружина F_2 внутри клапанной коробки, которая сжимается при подъемѣ клапана. Для того же, чтобы самый моментъ посадки происходилъ безъ удара, т. е. при малой скорости, служитъ масляный (иногда воздушный) катарактъ, помѣщенный надѣ клапаномъ. Катарактъ представляетъ собою цилиндрической сосудъ H , заполненный масломъ и перегороденный на двѣ части поршнемъ P , насаженнымъ на шпиндель клапана e . На боковой поверхности поршенька катаракта имѣются отверстія t , черезъ которыя масло свободно переходитъ изъ отдѣленія въ отдѣленіе катаракта при подъемѣ и опусканіи клапановъ. Но въ самой верхней части отверстія для пропуска масла рѣзко сужаются, и поэтому передъ самой посадкой клапана на сѣдло движеніе его тормозится сопротивленіемъ при проходѣ масла черезъ суженныя отверстія поршня катаракта. Описанный механизмъ изобрѣтенъ Кольманномъ въ 1896 г. Для измѣненія степени наполненія цилиндра достаточно увеличить время впуска, т. е. позже произвести расцѣпленіе

собачки съ горизонтальнымъ рычагомъ, а для этого достаточно повернуть сбрасывающій штифтъ ближе къ колонкѣ клапана. Эти повороты регулирую-

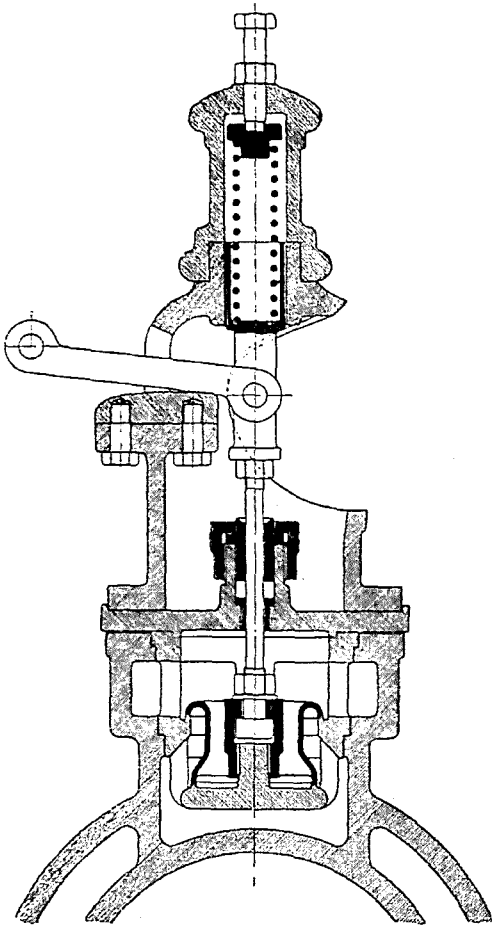


Фиг. 71.—Механизмъ Кольманна со свободнымъ паденіемъ клапана.

щаго штифта *r* производится автоматически регуляторомъ машины. Распредѣ-

ление Кольманна со свободным падением клапана применяется при числѣ оборотовъ вала не свыше 150 въ минуту; при большемъ числѣ оборотовъ клапаны начинаютъ сильно стучать при посадкѣ.

б) Скользящій рычагъ. Иной способъ воздѣйствія эксцентриковой тяги на клапанъ показанъ на фиг. 72. Конѣцъ эксцентриковой тяги связанъ съ кривымъ рычагомъ, другой

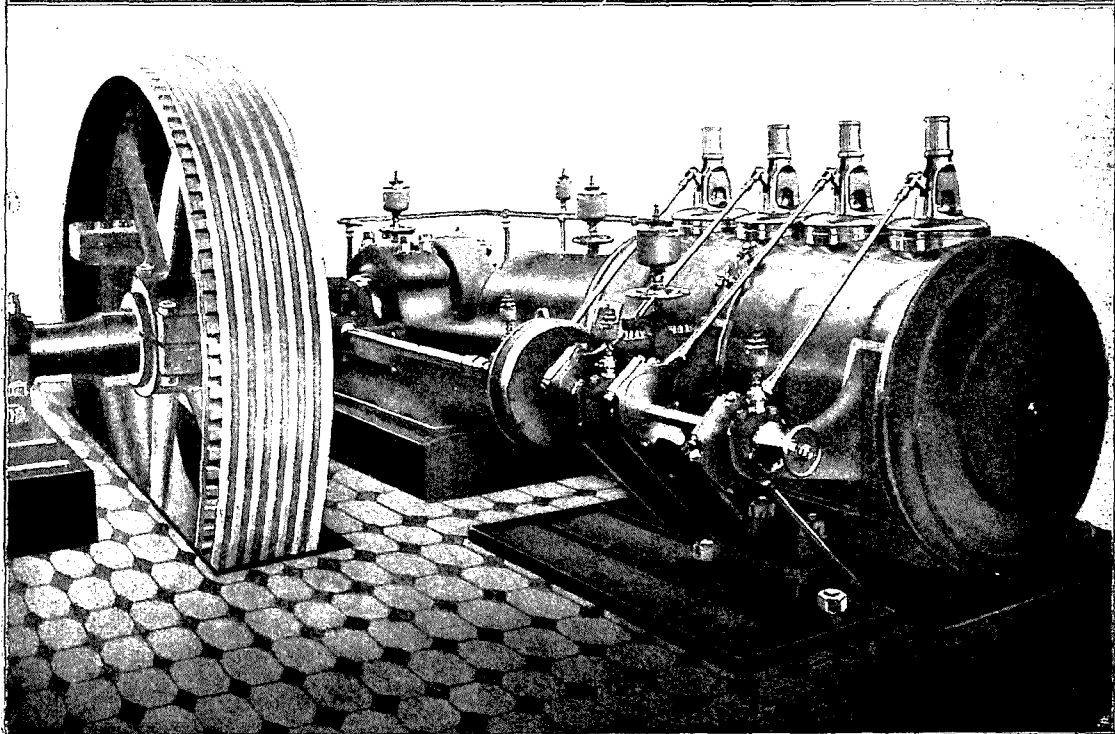
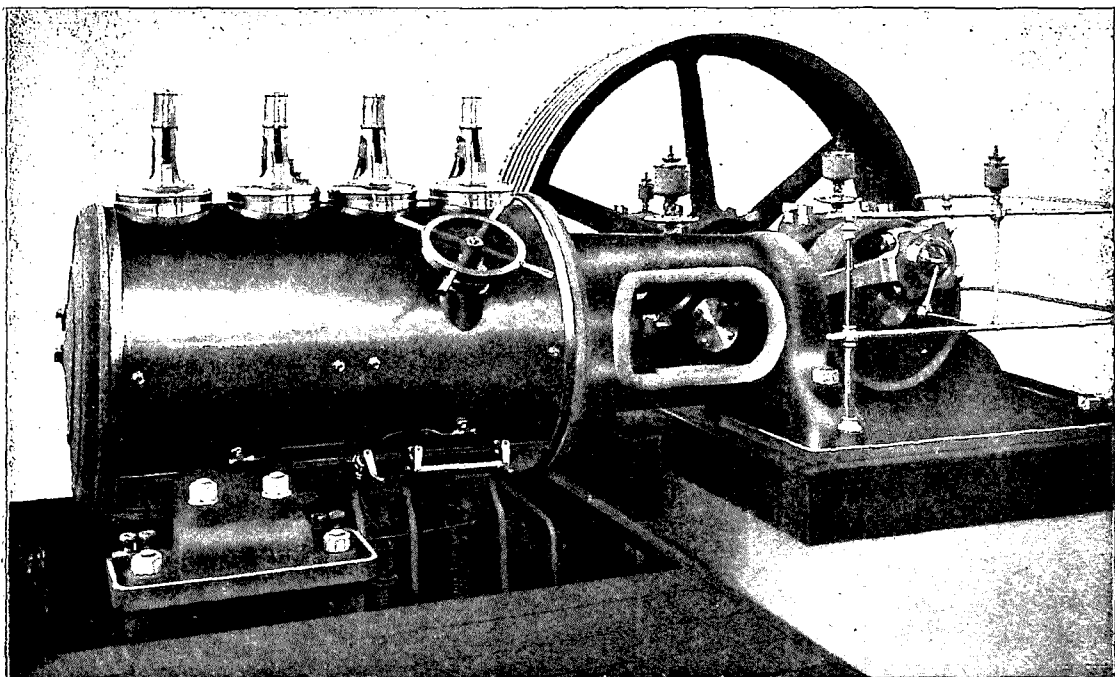


конѣцъ котораго шарнирно связанъ съ шпинделемъ клапана. Кривой рычагъ опирается на криволинейно очерченную стальную каленую подушку. Подушка эта очерчена такъ, что когда при движеніи эксцентриковаго шарнира внизъ рычагъ начнетъ поворачиваться около точки соприкосновенія съ подушкой, клапанъ начнетъ подыматься. Подъемъ начинается медленно, ибо внѣшнее плечо рычага много больше внутренняго плеча, дѣйствующаго на шпиндель клапана. Но по мѣрѣ движенія эксцентриковаго шарнира внизъ точка опоры рычага на подушкѣ скользитъ во внѣшнюю сторону и отношеніе плечъ рычага постепенно мѣняется, движеніе клапана ускоряется. При верхнихъ положеніяхъ клапана отношеніе плечъ рычага бываетъ обратнымъ, т. е. малое перемѣщеніе эксцентриковаго шарнира сопровождается значительными перемѣщеніями клапана. При обратномъ движеніи эксцентриковаго шарнира вверхъ скорость клапана постепенно уменьшается, и посадка клапана на гнѣздо происходитъ почти безъ удара, при малой скорости.

Фиг. 72.—Механизмъ Видманна со скользящимъ рычагомъ.

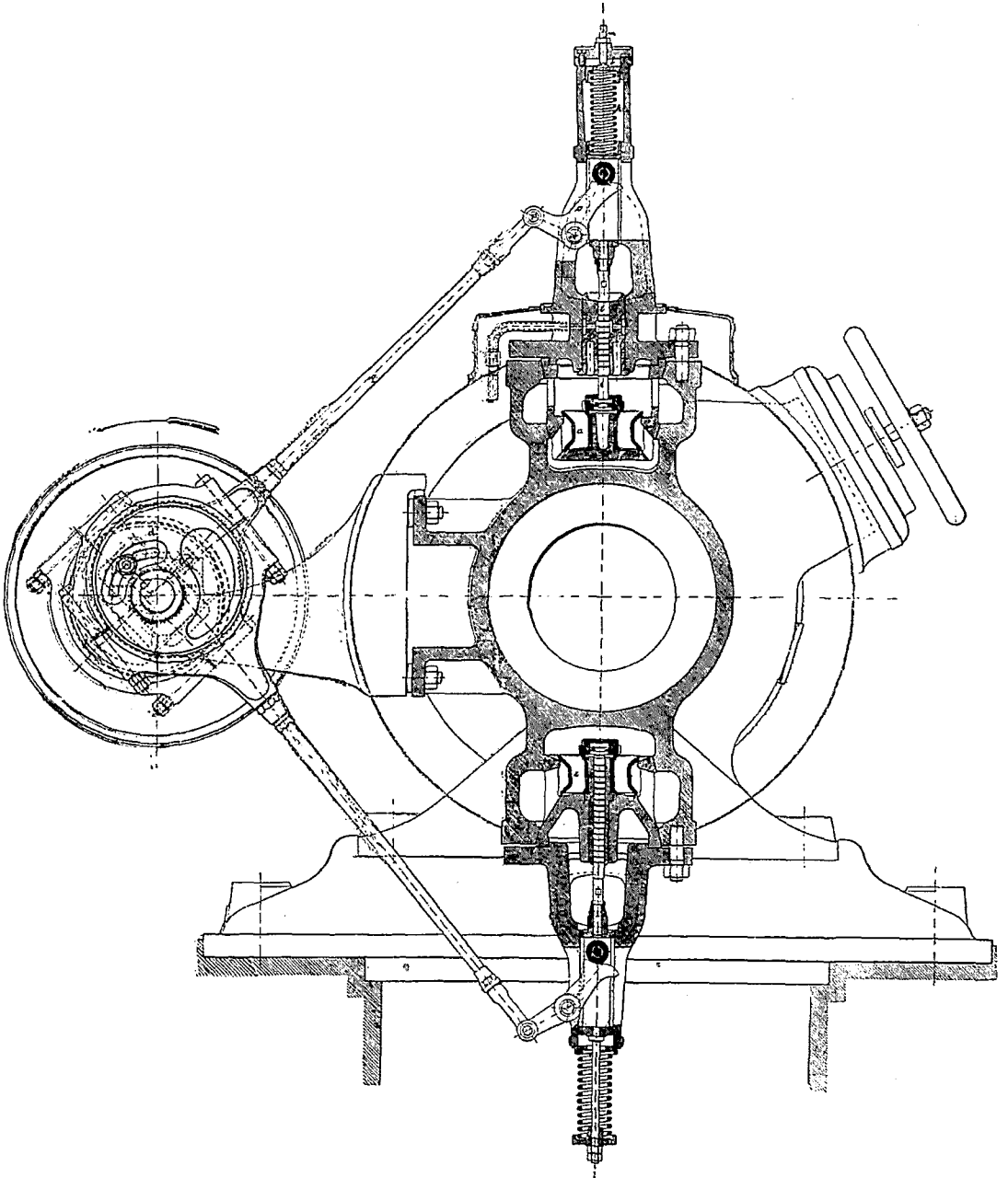
При дальнѣйшемъ движеніи эксцентриковаго шарнира вверхъ скользящій рычагъ снимается съ подушки. Регулированіе степени наполненія достигается измѣненіемъ величины рабочаго хода эксцентриковаго шарнира, что можетъ быть достигнуто или съ помощью переменнаго эксцентрика, или же осуществляется особой рычажной передачей между эксцентрикомъ и эксцентриковой тягой (распределеніе Видманна).

в) Качающійся палецъ. На фиг. 73 показана еще одна очень распространенная схема воздѣйствія на шпиндель клапана. Эксцентриковая тяга при своемъ движеніи приводитъ въ качательное движеніе двуплечій рычагъ, называемый качающимся пальцемъ. Внутреннее плечо этого пальца находится въ постоянномъ соприкосновеніи съ шпинделемъ клапана черезъ по-



Паровая машина системы тандемъ-компаундъ короткаго типа съ клапаннымъ парораспредѣленіемъ системы Лентца, постройки Ганноверскаго завода.

средство ролика, который помещается внутри особой обоймы или головки, связанной жестко с шпиделем клапана, при чем эта головка движется в солидной направляющей. Головка шпиделя нагружается сверху сильной пружиной, помещенной между головкой и крышкой направляющей головки, ко-



Фиг. 73.—Поперечный разрезъ машины съ клапаннѣмъ распредѣленіемъ системы Лентца.

торая и обеспечивает постоянное нажатіе ролика клапана на качающійся палецъ. Качающійся палецъ на поверхности соприкосновенія съ роликомъ
Машиновѣдѣніе.

обладает кулачным выступомъ. Когда при качаніи пальца кулачный выступъ придетъ въ соприкосновеніе съ роликомъ, то начинается подъемъ клапана. Опусканіе клапана происходитъ при обратномъ движеніи пальца. Степень наполненія измѣняется измѣненіемъ хода (угла качанія) пальца, что осуществляется переменнымъ эксцентриккомъ, находящимся подъ дѣйствіемъ регулятора машины. Такого рода парораспредѣленіе выработано Лентцемъ. Его видоизмѣненія примѣнены Кольманномъ для выпускныхъ клапановъ и Штумфомъ. Распредѣленіе Лентца является однимъ изъ самыхъ распространенныхъ, отличается простотою и надежностью и примѣнимо и для очень быстрходныхъ машинъ, дѣлающихъ свыше 300 оборотовъ въ минуту.

§ 43. Теоретическій расходъ пара паровыми машинами и потери пара.

Теоретическій расходъ пара паровой машиной можетъ быть опредѣленъ по индикаторной діаграммѣ (фиг. 58). Именно, за 1 ходъ поршня впускается объемъ пара, заполняющій собою вредное пространство машины = σ (въ доляхъ рабочаго объема v цилиндра) и часть самого рабочаго объема цилиндра, соответствующую ходу FE_x . Назовемъ степень наполненія $\frac{FE_x}{v} = \varepsilon$ и

вѣсъ 1 куб. м. пара при давленіи впуска γ_1 , тогда впускъ свѣжаго пара за 1 ходъ выразится величиною $(\sigma + \varepsilon) v \gamma_1$ kg. Но при выпускѣ мы не выпускаемъ всего пара, а часть его, заполняющая вредное пространство σ и часть рабочаго объема $F_1 C_0$, остается заполненной паромъ при давленіи впуска, когда вѣсъ 1 куб. м. пара будетъ γ_2 . Если назовемъ степень сжатія черезъ $\frac{F_1 C_0}{v} = \varepsilon_c$, то остающійся въ цилиндрѣ паръ вѣситъ $(\sigma + \varepsilon_c) v \gamma_2$ kg.

Поэтому расходъ пара за 1 ходъ поршня выражается величиною

$$a \text{ kg} = [(\sigma + \varepsilon)\gamma_1 + (\sigma + \varepsilon_c)\gamma_2]v,$$

а расходъ пара на 1 лошадиную силу-часъ выразится

$$A \text{ kg} = \frac{2na \cdot 60}{N_i}, \text{ гдѣ } N_i \text{ индикаторная мощность машины средняя за}$$

1 часъ, а n число оборотовъ вала въ минуту.

Однако, дѣйствительный расходъ пара машиною больше теоретическаго, ибо при работѣ цилиндра паровой машины существуетъ цѣлый рядъ потерь пара, которыя рассмотрѣны ниже.

а) Потеря на побѣгъ пара черезъ неплотности поршня и золотника. Часть пара вслѣдствіе капиллярныхъ неплотностей проникаетъ въ полость выпуска, не совершая работы. Эта потеря тѣмъ больше, чѣмъ больше размѣры машины и чѣмъ больше разность давленій впуска и выпуска. Кроме того, для перегрѣтаго пара утечки становятся больше, такъ какъ перегрѣтый паръ легче проходитъ черезъ неплотности, которыя при насыщенномъ парѣ отчасти затягиваются водой. При клапанныхъ парораспредѣленіяхъ потери эти меньше, чѣмъ при распредѣленіяхъ золотниковыхъ. Въ лучшихъ машинахъ потери

эти не падаютъ ниже 5% всего пара, а при плохомъ состояніи машины иногда доходятъ и до 30% расхода пара.

б) Потеря лучеиспусканія въ атмосферу происходитъ вслѣдствіе разности средней температуры цилиндра и воздуха въ машинной залѣ. Потери эти могутъ быть доведены до очень незначительной величины, если устроена хорошая изоляція цилиндровъ.

в) Потеря отъ начальной конденсаціи является наибольшею серьезной потерей. Процессъ начальной конденсаціи пара въ цилиндрѣ состоитъ въ слѣдующемъ. Предположимъ, что движеніе поршня совершается очень медленно. Тогда стѣнка цилиндра, крышка, поршень и паровой пролетъ во время періода выпуска пара примутъ температуру, свойственную выпуску пара, т. е. довольно низкую (105—110° при работѣ въ атмосферу и 60—70° при работѣ на холодильникъ). Вслѣдъ за періодомъ выпуска и короткаго сжатія, при которомъ температура стѣнокъ нѣсколько повышается, происходитъ періодъ впуска свѣжаго пара, имѣющаго при насыщенномъ парѣ въ среднемъ температуру 180—190°С. Паръ встрѣчаетъ холодныя стѣнки и, нагрѣвая ихъ, отчасти конденсируется въ воду, которая въ видѣ росы осѣдаетъ на стѣнкахъ. Обыкновенно это явленіе продолжается еще и во время расширенія пара. Когда же снова наступаетъ выпускъ, то роса, заимствуя теплоту стѣнокъ, испаряется и уходитъ въ атмосферу. Такимъ образомъ этотъ паръ не принимаетъ участія въ работѣ машины и является прямой потерей. Въ простыхъ машинахъ съ медленнымъ движеніемъ поршня потеря на начальную конденсацію составляетъ часто отъ 30—50% всего количества работающаго пара, что и дѣлаетъ машину очень неэкономичной. Количество пара, конденсирующагося при процессѣ начальной конденсаціи, на основаніи опытныхъ данныхъ можетъ быть принято пропорціональнымъ квадрату разности температуръ пара при впускѣ и при выпускѣ, т. е. $q = \alpha (t_1 - t_2)^2$, при чемъ α есть нѣкоторый коэффициентъ пропорціональности, индивидуальный для каждой машины.

§ 44. Мѣры противъ начальной конденсаціи.

Для уменьшенія или устраненія потери пара на начальную конденсацію принимается современной техникою рядъ мѣръ, благодаря которымъ возможно машину сдѣлать очень экономичной.

а) Паровая рубашка, предложенная Уаттомъ. Цилиндръ машины, равно и крышка цилиндра дѣлаются полыми (съ двойными стѣнками) и эти полости обогрѣваются свѣжимъ паромъ для повышенія средней температуры стѣнокъ цилиндра. Можно или весь рабочий паръ направить сначала въ рубашку, а потомъ въ золотниковую коробку, или же отоплять рубашку параллельной вѣтвью пара. Начальная конденсація уменьшается, но появляется расходъ нѣкотораго количества пара на дѣйствіе рубашки, поэтому современная техника придаетъ этому принципу второстепенное значеніе, и паровыя рубашки

дѣлаютъ только въ большихъ машинахъ, главнымъ образомъ, для равномернаго нагрѣванія машины передъ пускомъ ея въ ходъ.

б) Четыре пути для пара осуществляются въ крановыхъ и клапанныхъ распредѣленіяхъ. Здѣсь сильно охлаждается лишь часть цилиндра, прилегающая къ выпускнымъ органамъ, и вслѣдствіе этого происходитъ нѣкоторое сокращеніе въ расходъ пара на начальную конденсацію.

в) Большая скорость поршня. Мы рассматривали процессъ теплообмѣна между паромъ и стѣнками, предполагая очень медленное движеніе поршня, при которомъ стѣнки имѣли время воспринять температуру пара. Если мы движеніе поршня ускоримъ, то стѣнки не успѣютъ еще охладиться въ достаточной мѣрѣ, какъ уже наступаетъ новый періодъ впуска. Поэтому средняя температура стѣнокъ подымается вмѣстѣ со скоростью поршня и начальная конденсація значительно уменьшается. Предѣломъ повышенія скорости поршня служатъ соображенія объ износѣ трущихся частей. Въ машинахъ болѣе старыхъ мы находимъ среднюю скорость поршня 1,5—2 метр/сек., тогда какъ въ новѣйшихъ 3—4 метр/сек. и даже больше (напр., въ паровозахъ доводятъ до 6—7 метр/сек.). Повышеніе скорости поршня является теперь широко принятою мѣрою для улучшенія машины, какъ теплового двигателя.

г) Принципъ многократнаго расширенія. Научнымъ основаніемъ принципа многократнаго расширенія является то обстоятельство, что потеря на начальную конденсацію $q = \alpha(t_1 - t_2)^2$. Если мы процессъ расширенія пара будемъ проводить не въ одномъ цилиндрѣ, а послѣдовательно въ двухъ, то и паденіе температуры разобьется на два цилиндра: именно, въ первомъ цилиндрѣ паръ, расширяясь отъ давленія p_1 до p_r , измѣняетъ температуру отъ t_1 до t_r , а во второмъ цилиндрѣ при расширеніи пара отъ давленія p_r до p_2 происходитъ паденіе температуры отъ t_r до t_2 , при чемъ очевидно, что

$$\alpha[(t_1 - t_r)^2 + (t_r - t_2)^2] < \alpha(t_1 - t_2)^2,$$

т. е. потеря на начальную конденсацію будетъ въ машинѣ двойнаго расширенія (компаундъ) меньше, чѣмъ въ одноцилиндровой машинѣ. Если подобрать $t_1 - t_r = t_r - t_2$, то потеря будетъ равна лишь $1/2$ прежней. Можно расчленивать паденіе давленія послѣдовательно не на два цилиндра, а на три и даже четыре и еще болѣе уменьшить потерю пара на начальную конденсацію. Надо однако сказать, что принципъ многократнаго расширенія введенъ былъ изъ другихъ соображеній, и первые авторы: Горнбловель (1781) и Вульфъ (1804) не представляли себѣ полезности принципа въ смыслѣ улучшенія теплового дѣйствія машины. Они ввели принципъ потому, что золотниковое распредѣленіе не давало возможности получить малыя степени наполненія. Здѣсь же, дѣлая наполненіе перваго цилиндра даже въ 50—60%, мы расширяемъ еще паръ во второмъ цилиндрѣ, такъ что общая для машины степень наполненія получается всего 6—12%, т. е. получается маши-

на, экономично использующая парь. Кроме того, нельзя не обратить вниманія, что потеря пара на утечку черезъ неплотности въ машинѣ многократнаго расширенія не можетъ быть велика, ибо парь, ушедшій изъ перваго цилиндра, работаетъ еще во второмъ и т. д., а утечка въ послѣднемъ цилиндрѣ низкаго давленія не можетъ быть велика, ибо давленія по обѣ стороны поршня мало отличаются другъ отъ друга (разность бываетъ атмосферы 2—3, вмѣсто 10—12 въ одноцилиндровыхъ машинахъ). Послѣднее обстоятельство имѣетъ особо большое значеніе для машинъ, работающих перегрѣтымъ паромъ, поэтому принципъ многократнаго расширенія полезно примѣнять и въ случаѣ перегрѣтаго пара. Принципъ многократнаго расширенія получилъ общее признаніе. Малыя машины, равно и паровозныя*), выполняютъ двойнаго расширенія (компаундъ), а большія машины, а также судовыя машины выполняютъ большею частью тройнаго, а иногда и четвернаго расширенія.

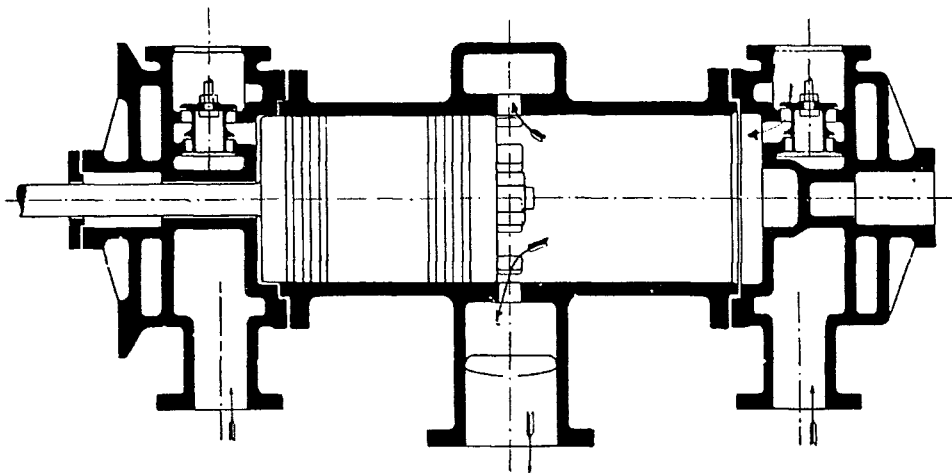
е) Перегрѣтый парь. Въ слѣдствіе основныхъ свойствъ перегрѣтаго пара не конденсироваться, пока не будетъ отнята вся излишняя находящаяся въ немъ сверхъ теплоты насыщенія теплота, перегрѣтый парь, входя въ охлажденный цилиндръ, не конденсируется, а лишь подвергается контракціи, т. е. уменьшенію удѣльнаго объема, что хотя и составляетъ потерю, но незначительную. Потеря на контракцію уменьшается при одновременномъ примѣненіи принципа многократнаго расширенія, который уменьшаетъ еще и утечку черезъ неплотности. Примѣненіе перегрѣтаго пара открыто давно, укажемъ хотя бы на перегрѣватели Жана Моншейля на французскихъ паровозахъ въ 1847 году. Въ 50-хъ годахъ XIX в. свойства перегрѣтаго пара хорошо изучены были Гирномъ (Германія), и перегрѣватели введены въ жизнь его ученикомъ Швереромъ. Распространеніе перегрѣва тормозилось отсутствіемъ подходящихъ матеріаловъ для самого перегрѣвателя (ихъ дѣлали изъ чугуна) и главное отсутствіемъ смазочныхъ маселъ съ высокой температурой вспышки. Послѣ изобрѣтенія желѣзныхъ трубъ и появленія на рынкѣ минеральныхъ смазочныхъ маселъ В. Шмидту (Германія) уже нетрудно было ввести перегрѣватели въ общее употребленіе, какъ на стационарныхъ установкахъ, такъ на паровозахъ и пароходахъ**).

ф) Прямоточныя машины (фиг. 74). Если въ паровомъ цилиндрѣ впускъ пара устроить со стороны крышекъ цилиндра, а выпускъ пара производить въ срединѣ цилиндра черезъ особыя отверстія, открываемыя самимъ поршнемъ, то направленіе теченія пара внутри цилиндра остается постояннымъ отъ крышки къ срединѣ цилиндра, а не мѣняется на прямопротивоположное, какъ въ обыкновенныхъ

*) Нельзя не упомянуть здѣсь труды А. Маллэ (Франція), А. фонъ-Ворриса (Германія) и инж. А. П. Вородина (Россія).

**) Въ Россіи на паровозахъ примѣняютъ кромѣ перегрѣвателей Шмидта еще системы: Ноткина, Фармаковского, Неймайера.

машинахъ. Благодаря такому устройству, въ лобомъ поперечномъ сѣченіи машины температура пара лишь на нѣсколько градусовъ превосходитъ температуру стѣнокъ цилиндра, вслѣдствіе чего начальная конденсація почти уничтожается и одноцилиндровая прямоточная машина работаетъ столь же экономично, какъ и машина двукратнаго расширения съ двумя цилиндрами, т. е. экономичная машина сама по себѣ стоитъ значительно дешевле. Для осуществленія выпуска пара черезъ средніе пролеты, открываемые поршнемъ, необходимо поршень дѣлать очень длиннымъ (почти равнымъ ходу пор-

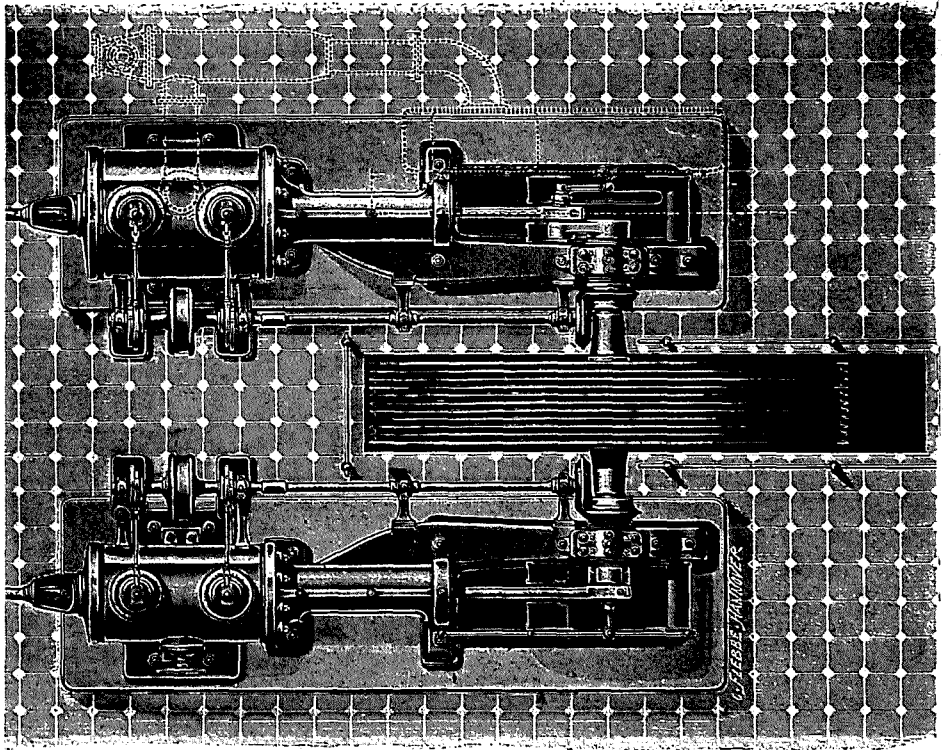
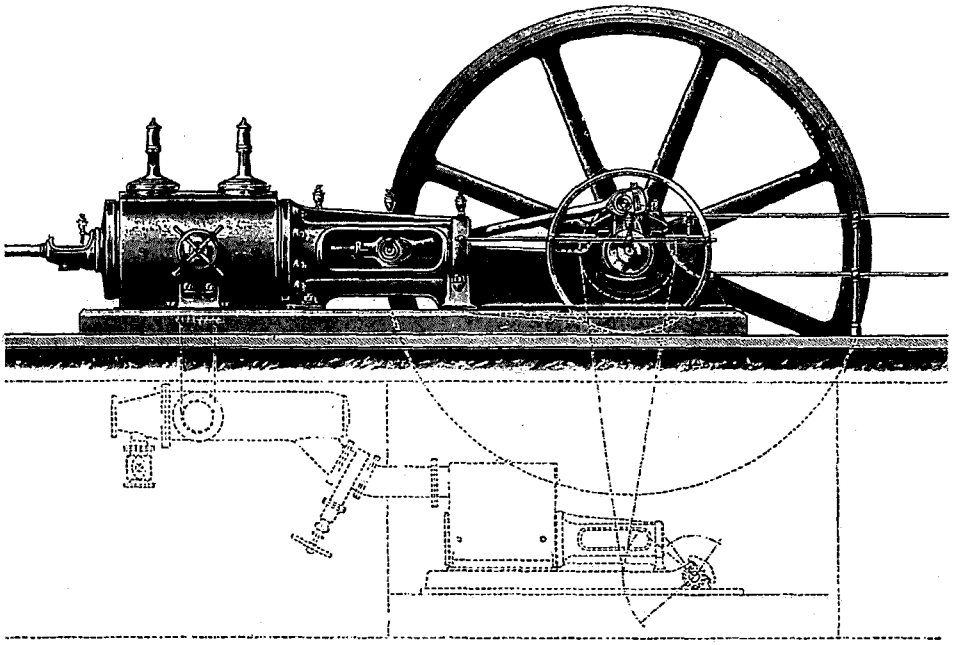


Фиг. 74.—Разрѣзъ цилиндра прямоточной машины (Штумпфа). †

шня), вслѣдствіе чего самъ цилиндръ получается очень большой, почти двойной длины, какъ это видно изъ фиг. 74. Индикаторная діаграмма прямоточной машины получается своеобразной, именно, моментъ начала сжатія соотвѣтствуетъ моменту предваренія выпуска, при чемъ то и другое наступаетъ на 10—12% хода поршня, сжатіе же продолжается очень долго до 88—90% хода поршня и доводится почти до давленія впуска; поэтому можно обходиться даже безъ предваренія впуска. Самый процессъ сжатія, въ виду отличнаго удаленія воды изъ цилиндра и малаго количества этой воды, получающейся при начальной конденсаціи, а также вслѣдствіе сильнаго и быстрого сжатія, протекаетъ по уравненію $pv^{1,3} = \text{const}$ даже и при работѣ насыщеннымъ паромъ.

Для осуществленія экономичной работы прямоточной машины необходимо работать съ очень высокимъ вакуумомъ, что позволяетъ тогда до минимума уменьшить вредное пространство машины, вліяющее, какъ извѣстно, на расходъ пара. Для той же цѣли необходимо работать при очень малыхъ наполненіяхъ 5—7%, ибо иначе разность между температурой пара и стѣнокъ увеличивается довольно рѣзко по мѣрѣ приближенія къ срединѣ цилиндра, и во время впуска и расширения происходитъ конденсація пара. Прямоточныя машины примѣняются во всѣхъ областяхъ промышленности. Изобрѣтателемъ принципа является англичанинъ Тоддъ (1885), но изученіе принципа и практи-

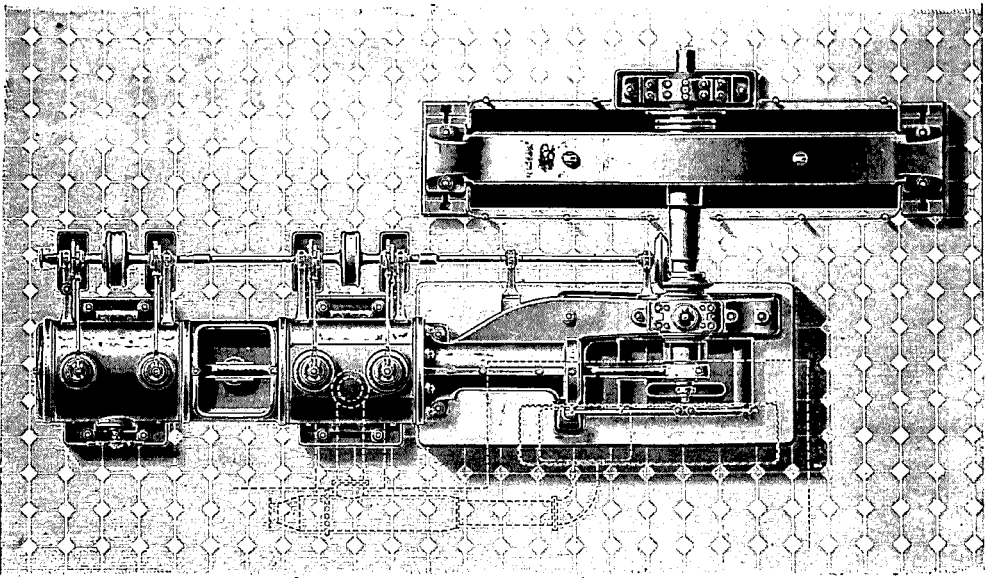
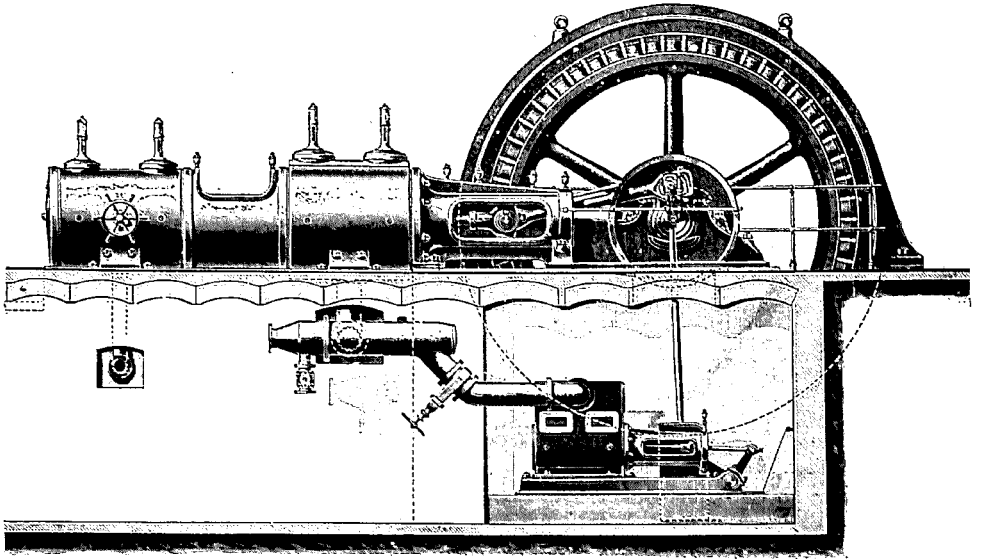
ческое его осуществление сдѣлано проф. Штумпфомъ (Берлинъ) въ 1909—1910 г.г. Примѣненіе прямоточныхъ машинъ на паровозахъ, работающих въ атмосферу, не имѣетъ того значенія, но все же опыты производятся и здѣсь, при чемъ инициатива принадлежитъ русскимъ ж. д.



Фиг. 75—76.—Видъ и планъ горизонтальной машины—компаундъ.

§ 45. Главные типы паровых машинъ.

Паровыя машины выполняются горизонтальными и вертикальными. Горизонтальныя машины применяются главнымъ образомъ съ небольшимъ числомъ оборотовъ и строятся одноцилиндровыми и много-

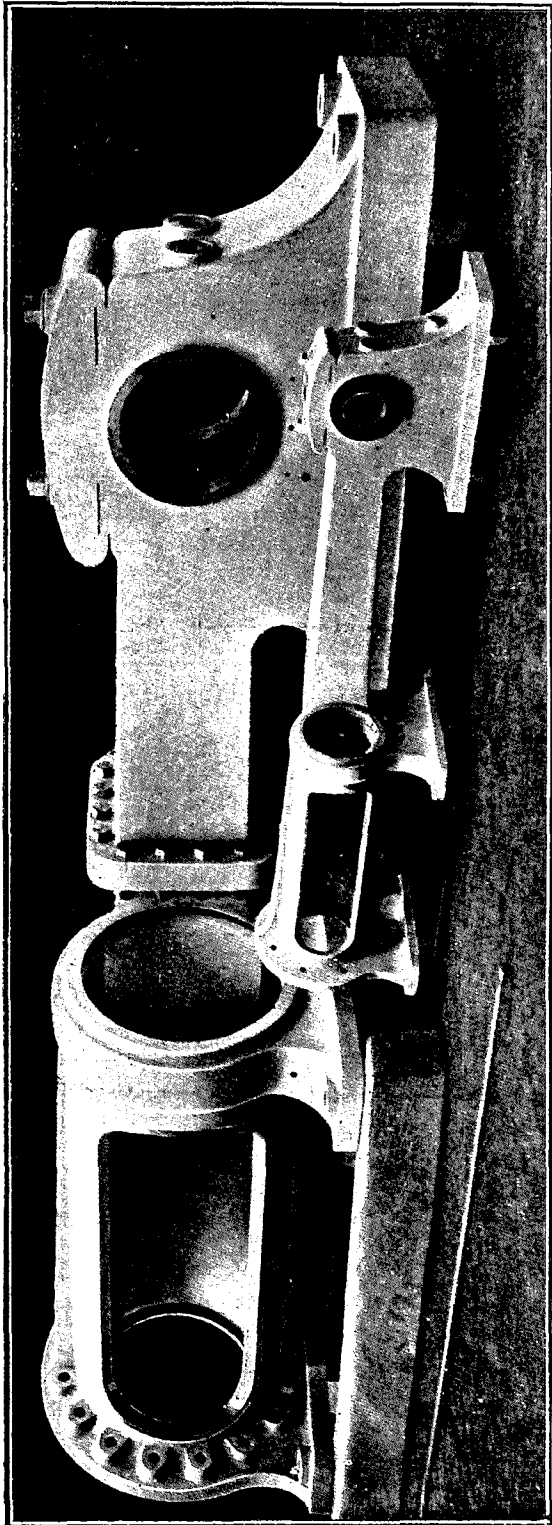


Фиг. 77—78.—Видъ и планъ горизонтальной машины тандемъ—компаундъ.

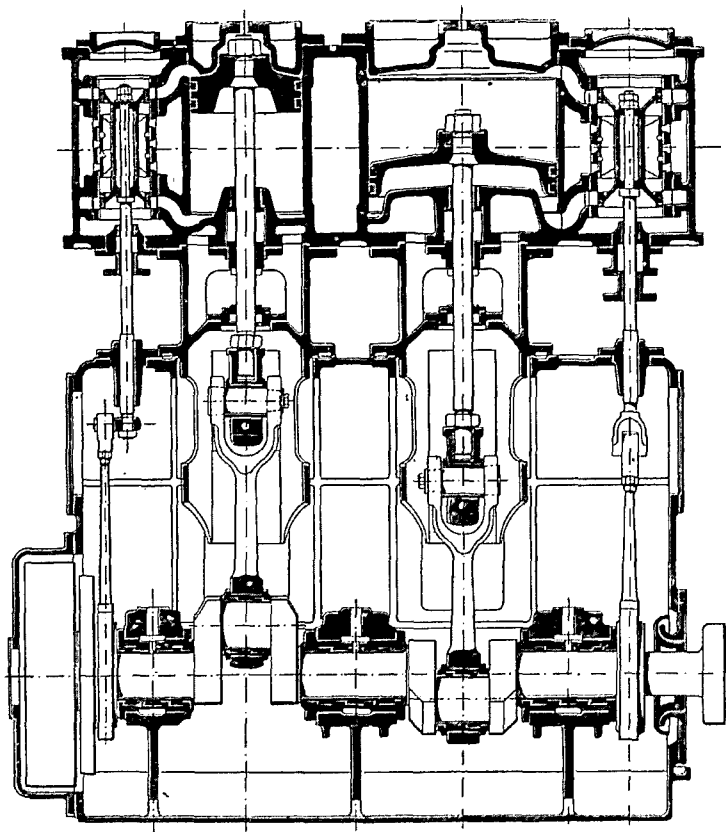
цилиндровыми, послѣднія обычно по принципу многократнаго расширенія. Машины компаундъ (2-хъ цилиндровыя) выполняются или съ параллельнымъ расположеніемъ цилиндровъ и кривошипами подъ угломъ 90° (фиг. 75 и 76, стр. 87), или же, при недостаткѣ мѣста по площади, выполня-

ютъ двухцилиндровыя машины съ расположеніемъ цилиндровъ по одной оси. Тогда поршни сидятъ на одномъ штокѣ и передаютъ вращеніе на одинъ общій кривошипъ (фиг. 77 и 78). Такое расположеніе называется тандемъ. Рамы горизонтальныхъ машинъ выполняются обычно такъ называемой байонетной (въ формѣ штыка) формы (фиг. 76, 78 и 79), а при машинахъ тандемъ иногда вильчатой формы, такъ какъ усилія на кривошипъ очень велики. Въ случаѣ вильчатой рамы кривошипъ замѣняется колѣномъ вала и по бокамъ колѣно подпирается коренными подшипниками въ отроствахъ рамы.

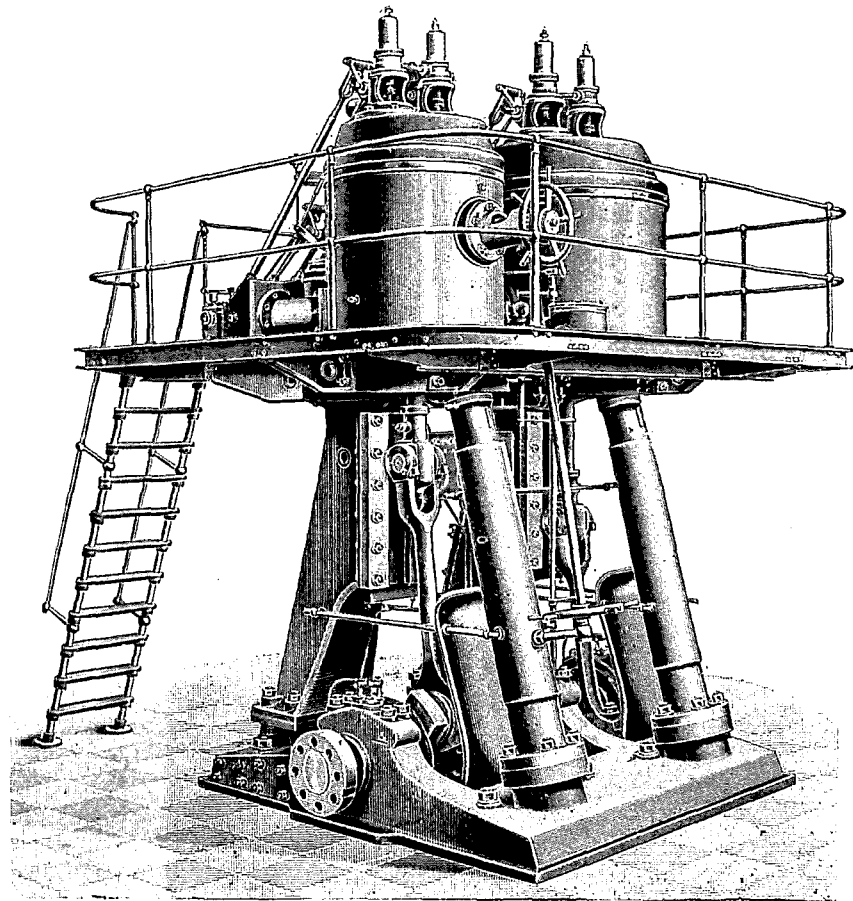
Когда желаютъ получить машину мощную, но дешевую и занимающую мало мѣста, то берутъ вертикальныя быстроходныя машины (300—400 об. въ минуту). Вертикальныя машины строятся тоже или съ параллельнымъ расположеніемъ цилиндровъ и кривошипами подъ угломъ



Фиг. 79.—Видъ байонетныхъ рамъ для горизонтальныхъ паровыхъ машинъ (большая, составная изъ 2 частей, и малая—цѣльная отливка).

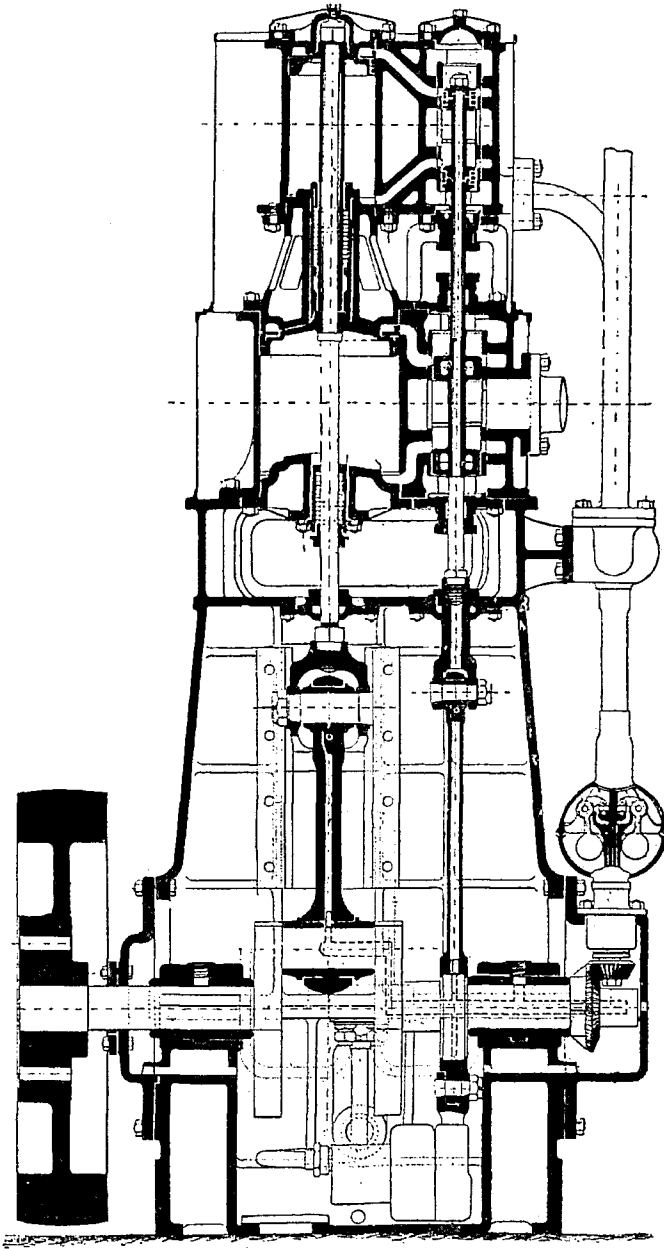


Фиг. 80.—Разрѣзь вертикальной быстроходной машины компаундъ съ распредѣленіемъ пара многоролетными цилиндрическими золотниками (Краматорскій заводъ).



Фиг. 81.—Наружный видъ вертикальной быстроходной машины компаундъ.

90° (фиг. 80 и 81), или же по системѣ тандэмъ (фиг. 82). Раму машины обычно составляютъ полья чугуныя станины, несущія на себѣ параллели, и поддерживающія колонны съ фасада машины, при чемъ.

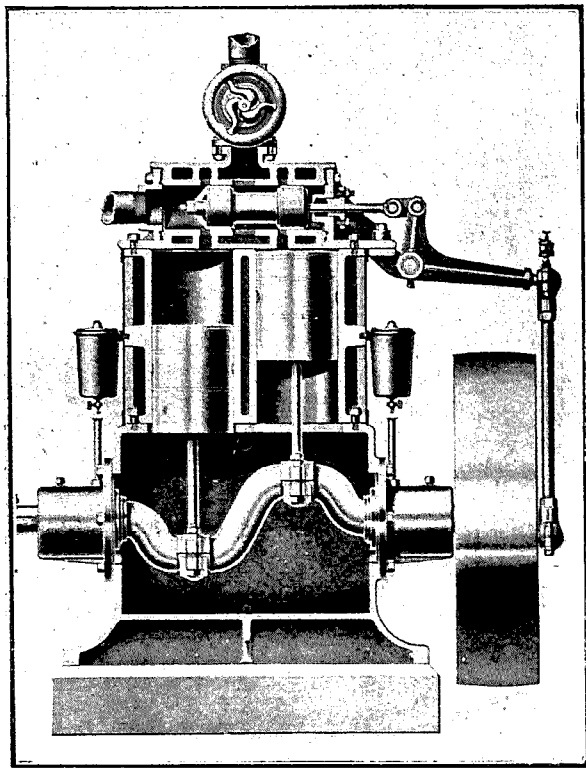


Фиг. 82.—Вертикальная быстроходная закрытая машина тандэм—компаундъ съ поршневыми золотниками. (Заводъ Бельвилля, Парижъ).

станины и колонны крѣпятся на общей фундаментной рамѣ, въ которой устроены и подшипники вала. Въ очень быстроходныхъ машинахъ все движеніе (шатуны, валъ) закрывается однимъ общимъ ко-

жухомъ, служащимъ и станиной, при чемъ валъ работаетъ въ масляной ваннѣ для улучшенія смазки (фиг. 82 и 83).

Смазка машинъ должна быть выполнена хорошо для пониженія работы тренія всѣхъ шарнировъ. Подшипники смазываются изъ фитильныхъ масленокъ, при



Фиг. 83.—Закрытая вертикальная быстроходная машина простого дѣйствія съ двумя односторонне-работающими цилиндрами и однимъ поперечнымъ золотникомъ (съ внутреннимъ впускомъ) въ крышкѣ цилиндровъ (система Вестингауза).

фундаментѣ, который не долженъ быть связанъ съ кладкою стѣнъ здания.

Для машинъ паровозныхъ, парходныхъ и обслуживающихъ шахтные подъемники необходимо получать прямое и обратное движеніе вала. Для этой цѣли приходится очень усложнять парораспределеніе. Обычно перемена хода достигается золотниковымъ парораспределеніемъ, работающимъ отъ такъ называемаго кулиснаго механизма*). Въ послѣднее время къ реверсивнымъ машинамъ примѣняютъ и клапанные парораспределенія (напр., Лентца, Штумпфа и др.).

Особнякомъ должны быть поставлены локомобили, представляющіе комбинацію парового котла съ машиною, укрѣпленной на самомъ котлѣ. Описанію устройства локомобилей, представляющихъ уже цѣлую силовую станцію, отведено мѣсто въ главѣ о силовыхъ станціяхъ.

*) См. спеціальныя книги, напр., проф. П. С. Селезневъ. Золотники и кулисы въ паровозахъ. СПб. 1913. Проф. Н. И. Карташовъ. Паровозные парораспр. механизмы СПб. 1914.

большомъ числѣ оборотовъ примѣняется кольцевая смазка. Шатунныя головки лучше всего смазывать черезъ каналъ въ пальцѣ кривошипа съ помощью трубки, представляющей обратный кривошипъ и питающейся отъ неподвижной масленки (фиг. 49). Для смазки паровыхъ цилиндровъ и золотниковъ служатъ или лубрикаторы (паровыя масленки), или большею частью смазочныя прессы, подающіе смазку подъ давленіемъ.

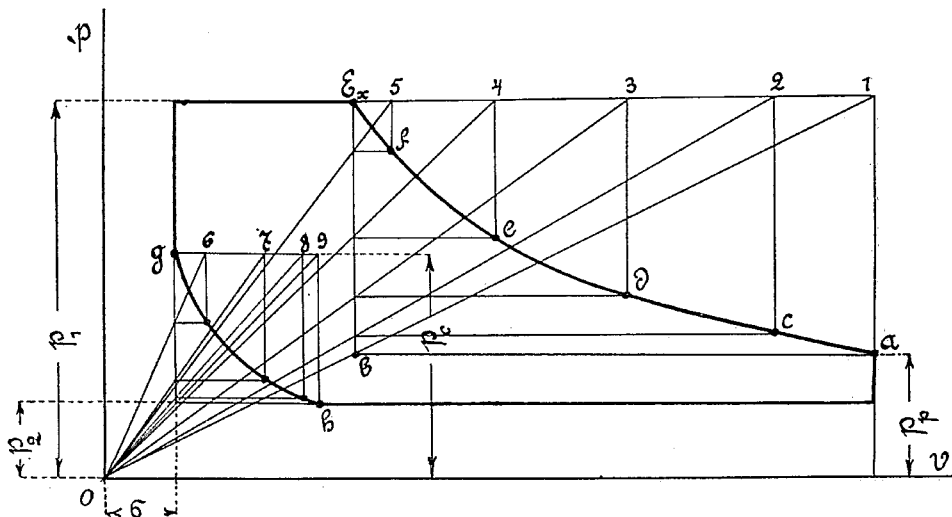
Для того, чтобы машина не двигалась при работѣ вслѣдствіе существованія силъ инерціи движущихся частей машины, рама машины помощью фундаментныхъ болтовъ укрѣпляется на

тяжеломъ кирпичномъ

§ 46. Элементарный расчет одноцилиндровой паровой машины.

Расчет простой одноцилиндровой машины состоит: 1) въ выборѣ индикаторной діаграммы, 2) въ опредѣленіи главныхъ размѣровъ машины, т. е. діаметра цилиндра и хода поршня и 3) въ опредѣленіи размѣровъ паровыхъ пролетовъ и парораспределительнаго золотника. Остальные расчеты относятся или къ прочности частей (курсъ сопротивленія матеріаловъ и деталей машинъ), или къ регулированію хода машины (см. главу X). Данными величинами для расчета являются: N_c —полезная мощность въ л. с., n —число оборотовъ въ минуту и давленіе впуска p_1 и выпуска p_2 .

1) Построеніе индикаторной діаграммы. Беремъ координатную систему p и v (оно же S) и откладываемъ отъ начала координатъ по оси абсциссъ въ произвольномъ масштабѣ величину вреднаго пространства σ въ доляхъ рабочаго объема и затѣмъ самъ рабочій объемъ v (фиг. 84).

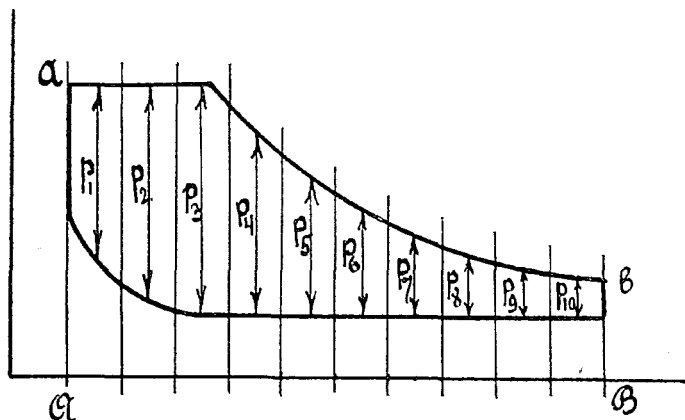


Фиг. 84.—Построеніе теоретической индикаторной діаграммы.

Удобно принимать для v длину 200 м/м. Вредное пространство σ при золотниковомъ распредѣленіи принимаютъ отъ 0,08—0,1 отъ v . Далѣе проводимъ линіи давленія впуска p_1 и выпуска p_2 atm. abs., принимая произвольный масштабъ давленій (напр., 1 см. = 1 atm.). Затѣмъ задаемъ давленіемъ въ концѣ расширенія, имѣя въ виду, что машина тѣмъ экономичнѣе, чѣмъ это давленіе p_p ближе подходитъ къ p_2 , но вмѣстѣ съ этимъ возрастаютъ размѣры цилиндра. Обычно $p_p = p_2 + (0,5 \text{ до } 1,0 \text{ atm.})$.

Далѣе изъ точки a строимъ обратно кривую расширенія по уравненію $p(v + \sigma) = \text{const}$. Ее можно строить по точкамъ или графически. Последнее производится такъ. Проводимъ изъ полюса лучъ 01 и проводимъ вертикаль черезъ точку пересѣченія луча 01 съ линіей ab . Пересѣченіе этой точки съ линіей впуска даетъ точку начала расширенія E_x . Затѣмъ проводимъ рядъ лучей 02, 03, 04 и т. д. и черезъ точки пересѣченія этихъ лучей съ вертикалью $E_x b$ проводимъ горизонталы до пересѣченія съ вертикалями точекъ 2, 3, 4 и т. д. Получаемъ рядъ точекъ c, d, e и f , принадлежащихъ кривой расширенія. Потомъ намѣчаемъ давленіе въ концѣ сжатія p_c , кото-

рое для машины, работающей въ атмосферу, берется около $\frac{p_1 + p_2}{2}$, для ма-
 шинъ, работающих на холодильникъ, $p_c = 1,5 \text{ atm.}$, для машинъ Штумпфа
 $p_c = p_1 - (1/2 - 1 \text{ atm.})$.



Изъ точки *g* строимъ
 обратную кривую сжатия
 по закону $p(v + \sigma) =$
 $= \text{const}$, что произво-
 дится или по точкамъ,
 или же графически,
 какъ указано выше, и
 видно изъ фиг. 84.

Изъ построенной
 индикаторной диаграм-
 мы мы можемъ найти
 среднее индикаторное
 давление p_i . Для этой

Фиг. 85.—Опредѣленіе изъ диаграммы среднего индикаторнаго давления.
 щѣли (фиг. 85) мы дѣлимъ диаграмму ординатами на 10 частей и въ каждой
 части находимъ среднее давленіе p_1, p_2, p_3 и т. д. Среднее же индикаторное
 давленіе на поршень равно среднему арифметическому изъ нихъ, т. е. $p_i =$
 $= \frac{\sum p}{10}$. Далѣе вводится поправка на неполноту дѣйствительной диаграммы,
 вслѣдствіе предваревій впуска и выпуска, паденія давленія при впускѣ и
 отклоненія процесса расширенія отъ начерченной кривой, обычно можно
 брать $p_{i(\sigma)} = 0,9 p_i$.

2) Опреѣленіе главныхъ размѣровъ машины. По за-
 данному N_c опредѣляемъ индикаторную мощность $N_i = \frac{N_c}{\eta_m}$, гдѣ значеніе η_m
 можно принять 0,8—0,85 для малыхъ машинъ и 0,85—0,9 для большихъ
 (свыше 1000 л. с.) машинъ.

Затѣмъ выбираемъ среднюю скорость поршня c_m въ предѣлахъ: около
 3 m/s для горизонт. и вертикал. машинъ, 4 m/s для особо-быстроходныхъ верти-
 кальныхъ и машинъ Штумпфа, и по средней скорости поршня c_m по данному
 числу оборотовъ въ минуту находимъ ходъ поршня:

$$h_{(m)} = \frac{30c_m}{n}$$

Послѣ опредѣленія хода поршня можно по уравненію мощности найти
 діаметръ цилиндра. Уравненіе мощности есть

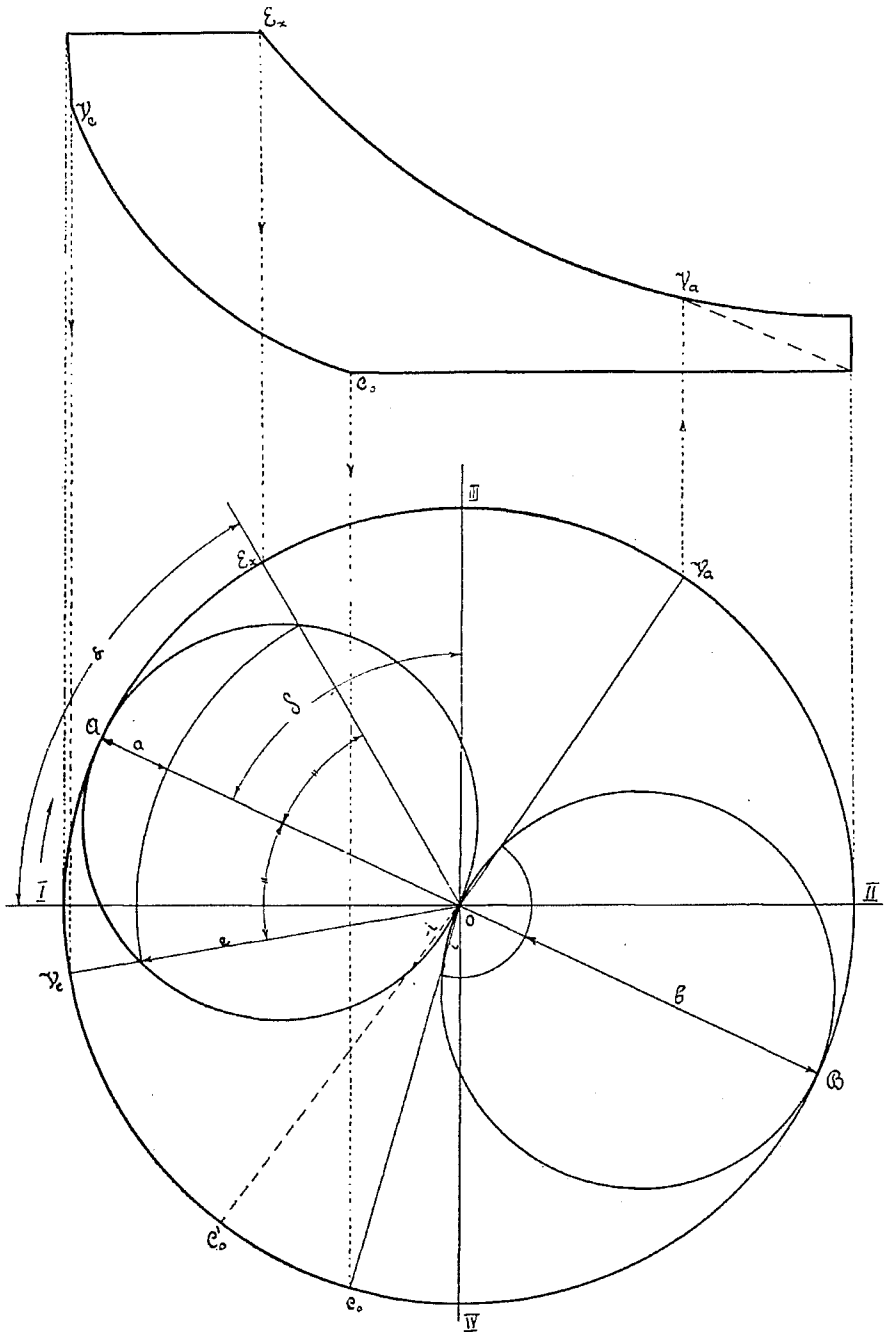
$$N_i = \frac{\pi d_{(cm)}^2}{4} \cdot p_{i(\sigma)} \cdot 2h \frac{n}{60 \cdot 75}$$

откуда

$$d_{(cm)} = \sqrt{\frac{9000 N_i}{\pi \cdot p_{i(\sigma)} \cdot h \cdot n}}$$

3) Опреѣленіе размѣровъ парораспредѣленія. Эту за-
 дачу рѣшаемъ по построенной индикаторной диаграммѣ съ помощью диаграм-
 мы Цейнера. Подъ индикаторной диаграммой (фиг. 86) строимъ окружность
 вращенія кривошипа, взявъ за діаметръ длину диаграммы. На эту окружность

проектируемъ точки E_x (начало расширения) и v_c (предвареніе впуска, которое выбираемъ въ 1—2° хода поршня). Строимъ положенія кривошипа OE_x и OV_c . Эти положенія кривошипа симметричны на диаграммѣ Цейнера,



Фиг. 86.—Опредѣленіе размѣровъ золотника по индикаторной диаграммѣ при помощи диаграммы Цейнера.

поэтому дѣлимъ $\angle V_c O E_x$ пополамъ, и направленіе AB биссектрисы и есть направленіе Цейнеровскихъ діаметровъ. Поэтому $\angle III O A = \delta$ есть дѣйствительная величина угла опереженія эксцентрика.

Далѣ на AO и OB , какъ на діаметрахъ, строимъ Цейнеровскія окружности. Пересѣченіе окружности OA съ лучами OE_x и OV_a даетъ величину вышней перекрышки e и по проведеніи окружности e находимъ наибольшее открытіе окна $OA - e = a = r - e$, гдѣ r величина эксцентриситета эксцентрика.

Далѣ проектируемъ на окружность кривошипа I—II—III—IV точку начала сжатія C_0 и проводимъ лучъ OC_0 . Онъ пересѣкается съ окружностью Цейнера OB и даетъ величину внутренней перекрышки i . Если бы пересѣченіе получилось съ окружностью OA при положеніи луча сжатія OC_0 (пунктиръ), что бываетъ при маломъ сжатіи, то внутренняя перекрышка будетъ $-i$, т. е. отрицательна (недокрышка). Вторая точка пересѣченія окружности i съ Цейнеровской окружностью даетъ возможность построить положеніе кривошипа OV_a при началѣ выпуска. Точку V_a можемъ спроектировать на индикаторную діаграмму и исправить ее (пунктиръ).

Такимъ образомъ, задавшись тремя важными моментами парораспределенія E_x , C_0 и V_c , мы получаемъ моментъ V_a и всѣ данныя для парораспределенія: δ , r , e , i , a и b . Но наша діаграмма даетъ лишь соотношеніе между линейными величинами, а не абсолютное ихъ значеніе. Для опредѣленія же абсолютныхъ величинъ r , e , i , a и b необходимо опредѣлить масштаб діаграммы Цейнера, для чего мы численно опредѣляемъ величину a .

Площадь парового пролета $f = aH$. Дабы въ каналѣ не было торможенія пара, необходимо, чтобы скорость пара не превышала въ среднемъ $v = 50$ м/с при насыщенномъ парѣ и 80 м/с при перегрѣтомъ парѣ. Поэтому между площадью канала f и площадью поршня $F = \frac{\pi d^2}{4}$ должна суще-

ствовать связь: $f = \frac{F c_c}{v}$, гдѣ c_c средняя скорость поршня за время выпуска.

Можно считать c_c отъ мертваго положенія поршня, когда $c = 0$, и до момента отсѣчки, когда скорость $c = c_m \sin \alpha$, гдѣ α уголъ поворота кривошипа при отсѣчкѣ, а c_m — постоянная скорость вращенія кривошипа = $\frac{\pi \dot{h} n}{60}$. Поэтому $c_c \cong \frac{0 + c_m \sin \alpha}{2} = \frac{1}{2} c_m \sin \alpha$.

Итакъ,

$$f = aH = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{2} \frac{\pi \dot{h} n}{60} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{1}{50}$$

Здѣсь a обозначаетъ высоту канала и H длину его; длину же канала по конструктивнымъ соображеніямъ берутъ отъ $0,7 \div 0,9 d$. Поэтому высота канала должна быть равна приблизительно *)

$$a \cong \frac{\dot{d}_{(cm)} \dot{h}_{(m)} n}{2000}$$

Положимъ, что вычислено, что высота канала должна быть равна 20 м/м, а на построенной діаграммѣ Цейнера величина a выражается величиною 60 м/м.

Значитъ, вся діаграмма Цейнера построена у насъ въ масштабѣ $\frac{60^3}{20} = 3:1$, т. е. линейныя величины r , e , i , a и b , взятые изъ діаграммы, въ дѣйствительности должны быть втрое меньше. Угловая же величина δ получена, конечно, сразу въ натуральную величину.

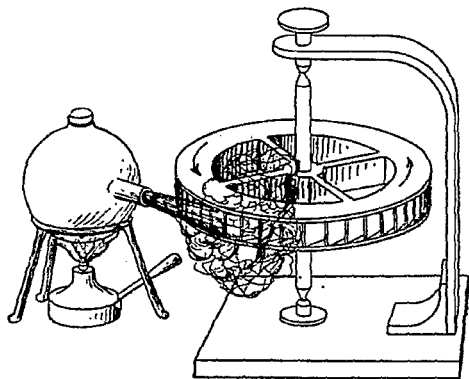
*) При условіяхъ : $H = 0,9 d$; $\pi^2 = 10$ и $\sin \alpha = 0,7$.

Глава IV.—Паровыя турбины.*)

§ 47. Принципъ дѣйствія паровыхъ турбинъ и прототипы турбинъ.

Въ предыдущей главѣ описанъ способъ использованія потенциальной энергіи водяного пара—его упругости—помощью поршневыхъ паровыхъ машинъ. Но возможно преобразовать потенциальную энергію пара въ энергію кинетическую, т. е. въ энергію движенія и использовать уже этотъ видъ энергіи для обращенія въ механическую работу. Такое преобразование энергіи движенія пара въ работу производится помощью паровыхъ турбинъ.

Прежде всего является вопросъ, какъ обратить потенциальную энергію пара въ кинетическую, т. е. упругость пара въ скорость движенія его. Для этой цѣли достаточно заставить паръ истекать изъ парового котла, напр., въ атмосферу. Подъ вліяніемъ разности давленій въ котлѣ и атмосфернаго паръ начинаетъ съ большой скоростью выходить въ атмосферу, при чемъ струя движущагося пара будетъ, очевидно, обладать энергіей, т. е. способностью совершать механическую работу. Если подъ струю пара подставить колесо съ лопатками такъ, чтобы струя пара била въ эти лопатки, то колесо придетъ во вращательное движеніе, т. е. будетъ совершать механическую работу. Такой именно приборъ былъ построенъ въ 1629 г. итальянскимъ архитекторомъ Джіованни Бранка (фиг. 87). Этотъ приборъ является прототипомъ такъ называемыхъ

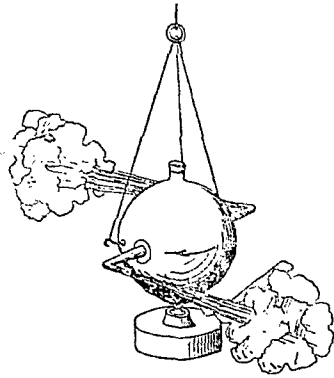


Фиг. 87.—Колесо Бранка (активная турбина).

*) Для болѣе подробнаго знакомства съ паровыми турбинами рекомендуемъ Эйерманъ. Паровыя турбины. СПб. 1907.

активныхъ паровыхъ турбинъ, но промышленнаго значенія приборъ Бранка не имѣлъ по причинамъ, указаннымъ въ слѣдующемъ параграфѣ.

Другой способъ преобразованія потенціальной энергіи пара въ кинетическую и затѣмъ въ механическую работу представленъ на фиг. 88. Паръ добывается въ полость шарѣ, подвѣшенномъ на нитяхъ,

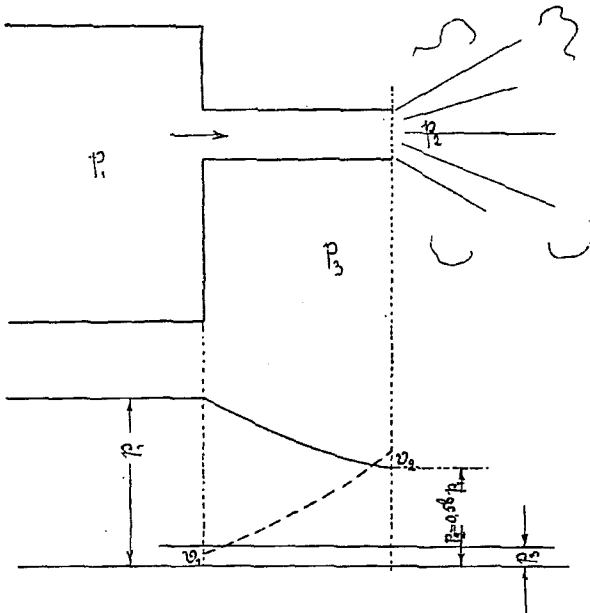


Фиг. 88.—Эолипилы Геронта Александрійскаго (реактивная турбина).

со способностью вращенія около вертикальной оси. Шаръ снабженъ нѣсколькими трубками, загнутыми подъ прямымъ угломъ въ одну и ту же сторону. Паръ истекаетъ по этимъ трубкамъ въ атмосферу, при чемъ шаръ приходитъ во вращательное движеніе около вертикальной оси. Описанный приборъ является чрезвычайно древнимъ. Именно онъ описанъ подъ именемъ „эолипилы“ за 120 л. до Р. X. Геронтомъ Александрійскимъ. Этотъ приборъ тоже не имѣлъ промышленнаго значенія, но представляетъ собою прототипъ другого класса паровыхъ турбинъ—турбинъ реактивныхъ.

Появленіе промышленныхъ паровыхъ турбинъ относится уже къ концу XIX столѣтія, когда были достаточно изучены законы истеченія пара изъ трубокъ и удалось найти причину невыгодности примитивныхъ приборовъ, описанныхъ выше.

§ 48. Критическое давленіе и критическая скорость пара.



Фиг. 89.—Истеченіе пара изъ сопла Лавалья.

Если мы снабдимъ сосудъ, содержащій паръ при давленіи p_1 (фиг. 89), трубкой цилиндрической формы, предназначенной для истеченія пара, то, по мѣрѣ удаленія отъ сосуда, внутри трубки давленіе будетъ постепенно падать и при выходѣ изъ трубки въ струѣ пара давленіе окажется p_2 . Въ средѣ же, куда истекаетъ паръ, предположимъ давленіе p_3 . Такъ какъ при этомъ паденіи давленія удѣльный объемъ пара возрастаетъ,

то скорость частицъ пара въ трубкѣ постепенно возрастаетъ и изъ v_1 , почти равной нулю въ началѣ трубки, скорость пара при вы-

ходъ достигаетъ v_2 . Измѣненіе давленія и скорости графически представлены на діаграммѣ внизу (фиг. 89). Очевидно, что чѣмъ ниже будетъ давленіе при выходѣ изъ трубки p_2 , тѣмъ большому удѣльному объему пара это будетъ соответствовать, т. е. тѣмъ больше получится скорость истечения пара v_2 .

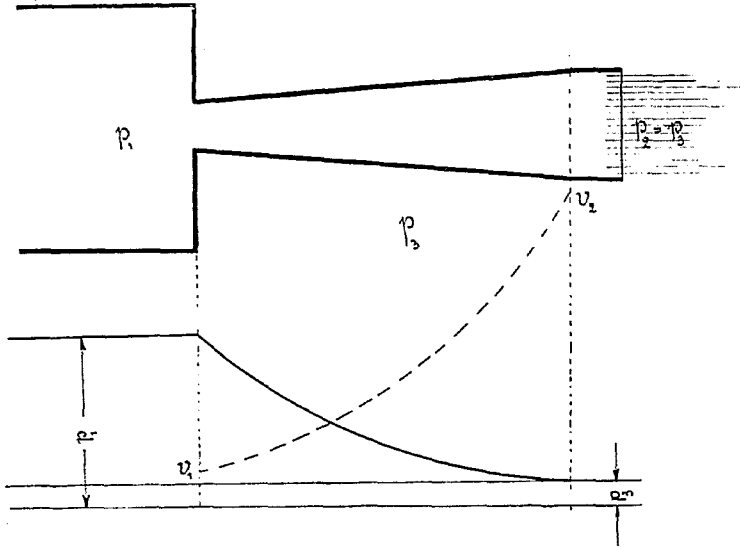
Очевидно, что, если мы желаемъ использовать энергію пара помощью паровой турбины, воспринимающей лишь энергію движенія пара, то мы должны довести преобразование давленія въ скорость до возможнаго предѣла, именно, если турбина помѣщена въ сферѣ давленія p_3 , то мы и должны довести расширение пара въ трубкѣ истечения или соплѣ до этого давленія p_3 . Только тогда мы используемъ весь запасъ энергіи пара.

Между тѣмъ оказывается въ дѣйствительности, что если паръ истекаетъ изъ цилиндрическаго сопла, то мы можемъ довести расширение пара въ соплѣ лишь до давленія $p_2 = 0,58 p_1$, которое и называется критическимъ. Соответственно этому мы получимъ и нѣкоторую предѣльную скорость истечения пара изъ сопла v_2 , которая называется критической скоростью. Если, напр., въ сосудѣ у насъ будетъ давленіе пара 10 atm. abs., то при выходѣ изъ сопла мы получимъ давленіе $0,58 \cdot 10 = 5,8$ atm. abs., т. е. если турбинный дискъ у насъ будетъ расположенъ въ атмосферѣ, то мы значить теряемъ всю энергію пара при давленіи 5,8 atm. abs., т. к. паръ будетъ расширяться уже въ воздухѣ, клубиться, а не идти определенной струей, напоръ которой могъ бы быть использованъ лопатками турбиннаго диска. Такимъ образомъ въ турбинѣ съ цилиндрическимъ сопломъ и съ работой въ атмосферу мы можемъ использовать расширение пара отъ 10 до 5,8 atm. abs., тогда какъ въ поршневой машинѣ мы использовали бы расширение пара отъ 10 до 1,1 atm. abs., т. е. паровая турбина оказывается при такихъ условіяхъ плохо использующей энергію и потому крайне невыгодной. Это и было причиной, что паровыя турбины, столь давно извѣстныя, не получили распространенія до послѣдняго времени, когда Лавалемъ и Парсонсомъ найдены были способы совершеннаго обращенія потенциальной энергіи пара въ кинетическую.

§ 49. Сопло де-Лавала.

Практическое осуществленіе паровыхъ турбинъ оказалось возможнымъ лишь послѣ того, какъ въ 1883 г. шведскій инженеръ Г. П. де-Лаваль изобрѣлъ коническое расширяющееся сопло, при помощи котораго можно получить любое давленіе въ устьѣ сопла. Принципъ Лавала показанъ на фиг. 90. Сопло устраивается конической формы, расширяющееся по мѣрѣ удаленія отъ паровика. Благодаря такой формѣ сопла внутри его происходитъ свободно расширение пара, если увеличеніе поперечнаго сѣченія сопла идетъ параллельно съ увеличеніемъ удѣльнаго объема пара при его расширеніи. Если сопло устроить достаточно длиннымъ, то мы при выходѣ изъ него можемъ

получить то самое давленіе p_3 , которое господствуетъ въ окружающей средѣ, напр., въ атмосферѣ, и благодаря этому получить большую скорость истечения пара v_2 , соответствующую полному преобразованію потенциальной энергіи въ кинетическую въ предѣлахъ отъ давленія p_1 до давленія p_3 , какъ и въ паровыхъ машинахъ. Поэтому паровая турбина, снабженная сопломъ Лаваля, будетъ и экономна въ той же сте-



Фиг. 90.—Истечение пара изъ сопла Лаваля.

пени, что и паровая поршневая машина. Итакъ, назначеніе сопла Лаваля—это получить скорость истечения пара значительно выше критической.

Такъ какъ паръ изъ сопла выходитъ при давленіи p_3 , томъ же, что и давленіе въ окружающей средѣ, то струя пара, выходя въ атмосферу, не клубится, не расширяется, и весь скоростной напоръ, соответствующій скорости истечения v_2 , будетъ воспринять лопатками колеса турбины.

§ 50. Величина скорости истечения пара изъ сопла Лаваля.

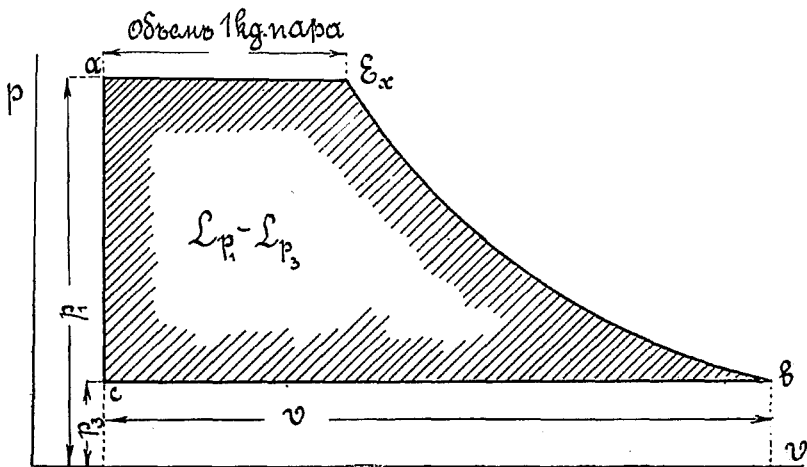
Изъ курсовъ физики извѣстно, что если мы бросимъ тѣло на высоту h_1 , съ которой оно начнетъ падать обратно на землю, то при этомъ паденіи будетъ происходить преобразование потенциальной энергіи, характеризующейся высотой h_1 отъ земли, въ энергію кинетическую, характеризующуюся величиною скорости паденія. Въ моментъ паденія тѣла на землю потенциальная энергія обращается въ нуль, а скорость достигаетъ своего наибольшаго значенія $v = \sqrt{2g h_1}$ *). Если мы рассмотримъ состояніе тѣла на высотѣ $h_2 < h_1$ отъ земли, то оказывается, что оно обладаетъ и потенциальной энергіей (высота h_2) и кинетической, ибо оно имѣетъ тогда скорость $v = \sqrt{2g (h_1 - h_2)}$.

*) g есть ускореніе силы тяжести $= 9,81 \text{ m/sc}^2$.

Совершенно аналогичное явление происходит и при преобразовании давления пара (высота) въ скорость. Если бы мы довели расширение до нуля давления (чего, конечно, не бываетъ), то получили бы только кинетическую энергію. Если же мы расширяемъ паръ отъ давления p_1 до давления p_3 , то получается нѣкоторая скорость пара $v_c = \sqrt{2g \cdot L}$, гдѣ черезъ L мы называемъ энергію (работоспособность) пара въ предѣлахъ давлений отъ p_1 до p_3 , и которая по аналогіи называется высотой или напоромъ $L = L_{p_1} - L_{p_3}$.

Кромѣ того, паръ будетъ обладать и незначительной оставшейся потенциальной энергіей, соответствующей давлению p_3 , которая турбиной использована не будетъ.

Величину напора $L = L_{p_1} - L_{p_3}$ мы легко можемъ опредѣлить помощью индикаторной діаграммы, построенной для 1 кг. пара (фиг. 91). Откладываямъ на линии давления p_1 (параллельной оси объемовъ V) величину



Фиг. 91.—Опредѣленіе работоспособности (энергіи) пара.

удѣльнаго объема пара при давленіи p_1 *) и отъ точки E_x строимъ кривую расширения по закону $pv = \text{const}$ для насыщеннаго пара или $pv^{1.3} = \text{const}$ для перегрѣтаго пара до пересѣченія линіи расширения съ линіей давленія выпуска p_3 . Тогда площадь діаграммы $a E_x b c a$ представляетъ собою

$$p \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot V \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = L \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg}} = (L_{p_1} - L_{p_3}) \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg}}, \text{ т. е. въ } \text{kg} \cdot \text{m. на } 1 \text{ кг пара.}$$

Та же самая величина напора L можетъ быть получена и изъ теплого расчета: если энергія пара (сумма теплоты жидкости, скрытой теплоты парообразования и теплоты перегрѣва, если паръ перегрѣтъ) при давленіи p_1 есть i_1 , а при давленіи p_3 есть i_3 , то теплота, перешедшая въ скорость, есть $i_1 - i_3$ **, что въ механическихъ единицахъ даетъ

$$L = 427 (i_1 - i_3) \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg}}.$$

*) Давленія p_1 и p_3 откладываямъ въ kg на 1 кв. метръ.

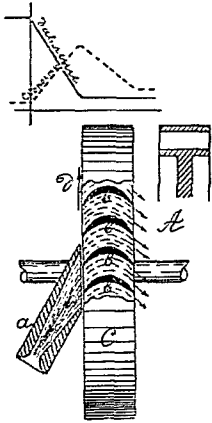
**) Для теплого расчета необходимо знать степень влажности пара x въ начальномъ и конечномъ моментъ; при расширеніи пара влажность его увеличивается, напр., если расширять сухой паръ отъ давленія $p_1 = 10 \text{ atm.}$ съ $i_1 = 666 \text{ ед. тепл.}$ до давленія $p_3 = 0,1 \text{ atm.}$, то получимъ влажность пара x около 0,2 и теплота пара i_3 будетъ равна $i_3 = q + (1 - x)Q = 45,7 + 0,8 \cdot 570 \approx 500 \text{ ед. тепл.}$

Когда определена величина напора L , то нетрудно уже получить и теоретическую скорость истечения пара из сопла, т. е. величину v_c . Нижеприведенная таблица дает понятие о величинѣ скоростей истечения пара из сопла.

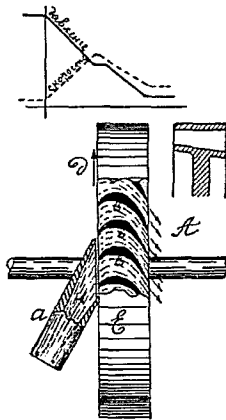
Начальное давление p_1 , atm. abs. (насыщ. парь)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
v_c m/s при $p_3 = 1$ atm. abs.	482	580	681	727	775	805	835	852	869	883	898	911	924	938
v_c m/s при $p_3 = 0,1$ atm. abs.	937	983	1030	1073	1098	1120	1138	1153	1167	1178	1189	1200	1210	1219

§ 51. Активный и реактивный принципы.

Въ § 47 были приведены два примѣра использованія энергии движенія пара помощью колеса Бранка (активная турбина) и шара Геронта (реактивная турбина). Особенностью активной турбины является то, что преобразование давления въ скорость происходитъ исключительно въ соплахъ, т. е. неподвижныхъ частяхъ устройства, и затѣмъ весь скоростной напоръ используется на лопаткахъ движущагося турбиннаго диска.



Фиг. 92.—Схема работы активной турбины.



Фиг. 93.—Схема работы реактивной турбины.

Между лопатками колеса турбины расширение пара уже не происходитъ и для этой цѣли междулопаточныя пространства изготовляются съ постояннымъ поперечнымъ сѣченіемъ (фиг. 92).

Въ шарѣ Геронта вращеніе шара является результатомъ расширения пара въ загнутыхъ колѣнахъ трубокъ, т. е. на самомъ вращающемся органѣ турбины, именно, давление въ мѣстѣ перегиба трубки p_1 будетъ больше, чѣмъ давление пара при выходѣ изъ трубки p_2 .

Поэтому разность давленій $p_1 - p_2$, дѣйствующая на сѣченіе трубки, и создаетъ вращающій моментъ. Въ дѣйствительныхъ реактивныхъ турбинахъ вмѣсто трубокъ примѣняютъ лопатки, устроенныя такъ (фиг. 93), что паръ расширяется, проходя между лопатками, для чего сѣченіе междулопаточнаго пространства увеличивается въ направленіи движенія пара, что видно на поперечномъ разрѣзѣ. Итакъ, признакомъ реактивности турбины является расширение пара на лопаткахъ турбиннаго колеса. Чисто реактивныхъ турбинъ обыкновенно не строятъ, а подводятъ къ турбинному реактивному колесу паръ черезъ сопло

де-Лавалья, т. е. дѣйствуютъ на колесо и активно и реактивно. На Фиг. 93 представленъ именно такой случай.

Активные турбины введены въ жизнь въ 80-хъ годахъ XIX вѣка упомянутымъ уже шведскимъ инженеромъ де-Лавалемъ. Реактивный же принципъ разработанъ и введенъ въ жизнь въ то же время английскимъ инженеромъ Парсонсомъ.

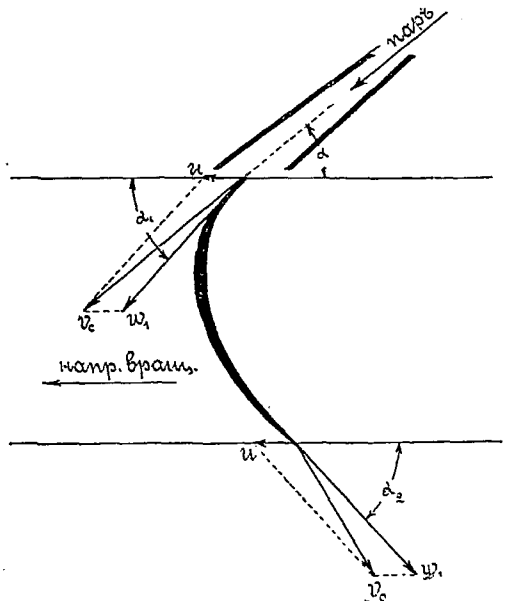
§ 52. Наивыгоднѣйшая скорость на окружности турбиннаго диска.

а) Активные турбины.

Если скорость истечения пара изъ сопла есть v_c , то запасъ работы, которымъ обладаетъ 1 кг. пара, будетъ очевидно равенъ $L_c = \frac{v_c^2}{2g}$. Если затѣмъ скорость истечения пара съ лопатокъ турбины будетъ v_o , то запасъ работоспособности отработаннаго пара будетъ на 1 кг. пара равенъ $L_o = \frac{v_o^2}{2g}$. Поэтому использованная въ турбинѣ работоспособность пара будетъ $L_c - L_o$ на 1 кг., а полезное дѣйствіе 1 кг. пара будетъ равно $\frac{L_c - L_o}{L_c} = \frac{v_c^2 - v_o^2}{v_c^2}$. Поэтому η пара = $\frac{v_c^2 - v_o^2}{v_c^2}$.

Очевидно, что наивыгоднѣйшая работа пара въ турбинѣ получится, когда скорость отработаннаго пара $v_o = 0$, при этихъ условіяхъ η будетъ равно единицѣ. Чему же равно v_o ? Это мы можемъ опредѣлить, разсматривая разложеніе скорости пара, вступающаго на лопатку.

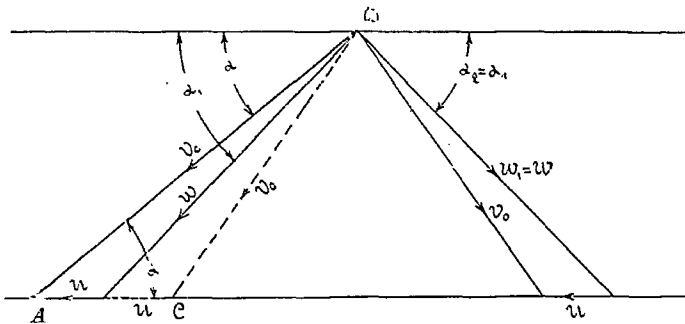
Если (фиг. 94) паръ изъ сопла вступаетъ на лопатки со скоростью v_c подъ угломъ α къ направленію вращенія турбиннаго колеса, то скорость пара v_c разлагается по правилу параллелограмма на 2 составляющихъ: на скорость u на окружности диска (скорость вращенія) и w_1 — по касательной къ лопаткѣ. При выходѣ съ лопатки скорость остается та же w_1 , полагая, что гидравлическихъ сопротивленій на лопаткѣ паръ не встрѣчаетъ, и что сѣченіе междулопаточнаго пространства въ активной турбинѣ остается постояннымъ. Такова была бы скорость истечения отработаннаго пара съ лопатки, если бы среда выпуска двигалась бы вмѣстѣ съ турбиннымъ дискомъ. Но среда неподвижна, а лопатка движется со скоростью u . Значитъ, дѣй-



Фиг. 94.—Разложеніе скорости пара въ активной турбинѣ.

ствіе, дѣйствіе пара въ активной турбинѣ будетъ менше, чѣмъ въ реактивной.

ствительная скорость истечения v_0 отработанного пара в неподвижную среду будет равна равнодействующей скоростей u и w_1 , которую получаем по



Фиг. 95.—Определение скорости вращения на ободѣ диска.

v_c (фиг. 95), получимъ треугольникъ ABC , изъ котораго находимъ

$$v_0^2 = v_c^2 + (2u)^2 - 2v_c \cdot 2u \cdot \cos \alpha.$$

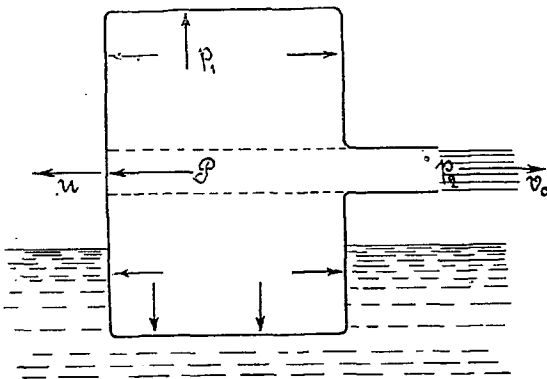
Подставляя значеніе v_0 въ выраженіе для η пара, получимъ

$$\eta \text{ пара} = \frac{-4u^2 + 4uv_c \cos \alpha}{v_c^2} = \pm \frac{u}{v_c} \left[\cos \alpha - \frac{u}{v_c} \right].$$

Это выраженіе показываетъ, что η пара достигаетъ максимальнаго значенія, равнаго единицѣ, при одновременномъ допущеніи

$$u = \frac{1}{2} v_c \quad \text{и} \quad \alpha = 0.$$

Отсюда видно, что наибыводнѣйшая скорость на окружности активной турбины должна быть равна половинѣ скорости истечения пара изъ сопла. Въ дѣйствительныхъ турбинахъ это недостижимо, но къ этому стремятся, т. е. дѣлають уголъ α возможно мень-



Фиг. 96.—Движеніе реактивнаго сосуда.

шимъ, v_0 стараются получить какъ можно поменьше, и скорость на окружности u поддерживаютъ равной половинѣ скорости v_c истечения пара изъ сопла.

б) Реактивныя турбины.

Предположимъ, что мы имѣемъ сосудъ (фиг. 96), плавающий въ водѣ, и въ который мы подводимъ все время паръ давления p_1 . Если мы позво-

лимъ пару вытекать изъ сопла въ атмосферу съ относительной скоростью v_c^*), то сосудъ придетъ въ движеніе въ прямопротивоположную сторону,

*) Скорость v_c взята относительно сопла; если само сопло движется въ противоположную сторону со скоростью u , то скорость пара относительно неподвижныхъ предметовъ будетъ $v_c + u$.

чѣмъ вытекаетъ паръ, при чемъ скорость движенія сосуда пусть будетъ u . Это движеніе вызывается реакціей стѣнки сосуда. Именно, такъ какъ давленіе въ соплѣ падаетъ, то на противоположной стѣнкѣ остается площадь, для которой давленіе пара оказывается не вполне уравновѣшеннымъ. Предположимъ, что на неуравновѣшенную площадь дѣйствуетъ общее давленіе (реакція) P . Значить, какъ разъ то же давленіе вызываетъ и истеченіе пара изъ сопла со скоростью v_c . Если при этомъ количество пара, вытекающаго черезъ сопло, въ секунду будетъ G кг., то количество движенія *) его будетъ $\frac{G}{g} v_c$ и оно равно импульсу реакціи P кг. с. Такъ какъ сосудъ движется

со скоростью u m/s, то работа реакціи въ секунду будетъ $Pu = \frac{G}{g} uv_c$.

Изъ этой работы часть затрачивается на совершеніе полезной работы перемѣщенія сосуда, часть же на развитіе истекающимъ паромъ скорости u движенія сосуда. Эта работа равна, очевидно, живой силѣ пара при скорости u (при условіи начальной скорости, равной нулю), т. е. величинѣ $\frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2}$.

Значить, полезная работа реакціи будетъ равна $\frac{G}{g} uv_c - \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2} =$

$= \frac{G}{g} u \left(v_c - \frac{u}{2} \right)$. Это выраженіе достигаетъ наибольшей величины, если

$u = v_c$, т. е. скорость движенія сосуда u равна скорости истеченія пара изъ сопла v_c . Тогда (по подстановкѣ $u = v_c$) значеніе полезной работы реакціи

будетъ $\frac{G}{g} \cdot \frac{v_c^2}{2}$, т. е. равно выраженію для полной величины работоспо-

собности пара; при этомъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія пара достигнетъ единицы, какъ и для случая активной турбины. Все вышеприведенное рассужденіе примѣнимо и къ реактивной турбинѣ, при чемъ подъ u придется подразумѣвать скорость движенія лопатокъ, т. е. скорость на окружности турбины. И такъ, наивыгоднѣйшая скорость на окружности реактивной турбины u равна скорости истеченія пара v_c изъ сопла (съ лопатокъ въ среду, движущуюся съ той же скоростью u , что и лопатки). Степень же выгоды использованія пара реактивной и активной турбиной одинакова, поэтому въ смыслѣ расхода пара преимуществъ одного типа передъ другимъ нѣтъ.

§ 53. Наивыгоднѣйшее число оборотовъ вала активныхъ и реактивныхъ турбинъ.

Въ § 52 показано, что для наиболѣе совершеннаго дѣйствія турбинъ необходимо на окружности турбиннаго диска поддерживать скорость u , которая равна $\frac{1}{2} v_c$, т. е. половинѣ скорости истеченія пара изъ сопла для активныхъ турбинъ и $u = v_c$ для турбинъ реактивныхъ.

*) Количествомъ движенія въ механикѣ называется произведеніе изъ массы на скорость, при чемъ количество движенія равно импульсу силы, равному произведенію изъ силы (kg) на время ея дѣйствія (s).

Такимъ образомъ, напр., при использованіи пара отъ 10 atm. abs. до 0,1 atm. abs., т. е. когда мы получаемъ $v_c = 1167$ m/s, скорость на окружности активной турбины мы должны взять равной $u_a \cong 584$ m/s, а при реактивной турбинѣ $u_p = 1167$ m/s. Если положить діаметръ турбиннаго диска въ 1 м., то число оборотовъ турбиннаго вала получимъ:

$$\text{для активной турбины } n_a = \frac{60 \cdot u_a}{\pi D} \cong 11100 \text{ обор. въ минуту}$$

$$\text{для реактивной турбины } n_p = \frac{60 \cdot u_p}{\pi D} \cong 22200 \text{ " " "}$$

Такое число оборотовъ оказывается для практическихъ цѣлей чрезмѣрнымъ и небезопаснымъ. Во-первыхъ, большинство машинъ-орудій, которыя приводятся въ дѣйствіе паровыми турбинами*), требуютъ для своей работы не болѣе 3000—4000 оборотовъ; значить, въ случаѣ допущенія большаго числа оборотовъ онѣ не могутъ соединяться непосредственно съ валомъ турбины, а черезъ посредство трансмисіи, которая при такомъ числѣ оборотовъ опасна и которая поглощаетъ на себя часть полезной работы. Кромѣ того, при большомъ числѣ оборотовъ всѣ части (диски турбины, лопатки, валъ и т. д.) подвергаются дѣйствію очень значительныхъ центробѣжныхъ силъ и легко могутъ быть изломаны ихъ дѣйствіемъ, если не будетъ принято соответственныхъ мѣръ (матеріалы очень высокаго качества, особая конструкція и т. д.).

Поэтому явилось практически необходимымъ найти способы, которые позволили бы намъ, давая турбинѣ 2000—3000 оборотовъ въ минуту, заставляя ее работать все же при соблюденіи вышеуказаннаго правила о поддержаніи скорости на окружности турбины u въ соответствіи съ скоростью пара v_c и съ типомъ турбины. Такія мѣры найдены были инженеромъ Парсонсомъ въ видѣ ступеней давленія и инженеромъ Кертисомъ въ видѣ ступеней скорости.

§ 54. Ступени давленія Парсонса.

Представимъ себѣ (фиг. 97), что на валу турбины будутъ заклинены два одинаковыхъ активныхъ колеса и между ними вставленъ неподвижный вѣнецъ съ лопатками, мѣняющими направленіе пара и очерченными такъ, что между ними будетъ происходить расширеніе пара, т. е. лопатки будутъ играть и роль сопелъ. Передъ дискомъ (1) также имѣются сопла (1). Предположимъ далѣе, что первый рядъ сопелъ (1) настолько коротокъ, что тамъ происходитъ паденіе давленія только отъ p_1 до p_2 . Тогда и скорость истеченія пара будетъ соответственно ниже, именно $v_{c1} = \sqrt{2g(L_{p1} - L_{p2})}$. Сообразно этой небольшой скорости истеченія пара изъ сопла и наивыгоднѣйшая скорость на окружности активнаго диска (1) будетъ невелика и равна $\frac{1}{2} v_c$, т. к. мы

*) Динамо-машины, насосы, компрессоры и пр.

взяли активные диски. Первый диск использовать только часть энергии пара, ибо парь обладает еще упругостью p_2 значительно болѣе высокой, чѣмъ противодействие (давление выпуска p_3).

Поэтому отработанный парь съ перваго диска подводится съ очень малой скоростью v_{o2} (скорость истечения съ перваго диска) къ направляющему аппарату, между неподвижными лопатками котораго происходит измѣненіе направленія пара и дальнѣйшее расширеніе отъ давления p_2 до противодействия p_3 . При этомъ, полагая $v_{o2} = 0$, скорость истечения пара на лопатки втораго диска получится равной

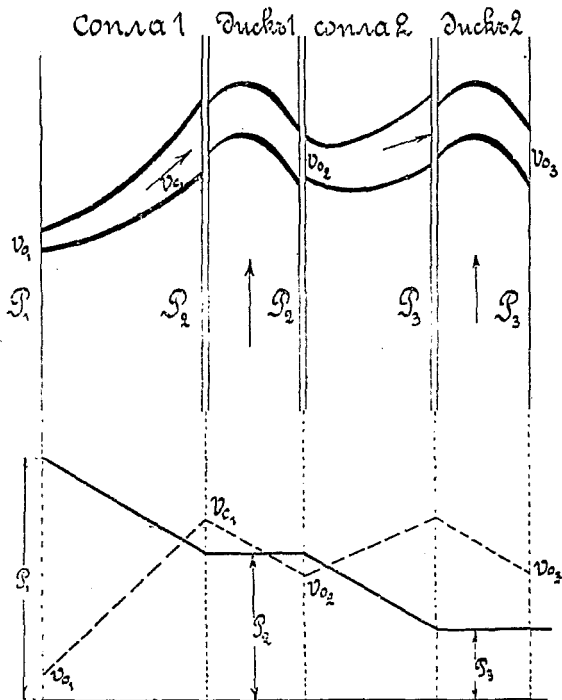
$$v_{c2} = \sqrt{2g(L_{p2} - L_{p3})}.$$

Если запасъ работоспособности пара въ предѣлахъ давленій $p_1 - p_2$ равенъ работоспособности въ предѣлахъ $p_2 - p_3$, то $v_{c2} = v_{c1}$, а слѣдовательно, и для втораго диска получимъ ту же наивыгоднѣйшую скорость на окружности турбины $u = \frac{1}{2} v_{c1}$. Такимъ образомъ, при сохраненіи наивыгоднѣйшихъ условий работы и при полномъ использовании работоспособности пара намъ удастся понизить наивыгоднѣйшую скорость на окружности турбиннаго диска, т. е. и число оборотовъ. Такой способъ пониженія наивыгоднѣйшей скорости u называется ступенями давленія и открытъ творцомъ реактивной турбины—Парсонсомъ; въ реактивныхъ турбинахъ, какъ видно изъ предыдущаго параграфа, пониженіе скорости u особенно необходимо.

Число ступеней давленія можетъ быть выбрано, конечно, и болѣе двухъ. Если назовемъ $(L_{p1} - L_{p2}) = (L_{p2} - L_{p3}) = \dots = L_1 = \frac{L}{m}$, гдѣ m число ступеней давленія, а L полная работоспособность пара въ предѣлахъ отъ давленія впуска до давленія выпуска, то скорость истечения пара на лопатки изъ любого сопла будетъ

$$v_c = \sqrt{2g \frac{L}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m}} \cdot \sqrt{2g L}.$$

Въ такомъ же отношеніи мѣняется и скорость u на окружности турбины. Если, напр., для расширенія пара въ предѣлахъ отъ 10 до



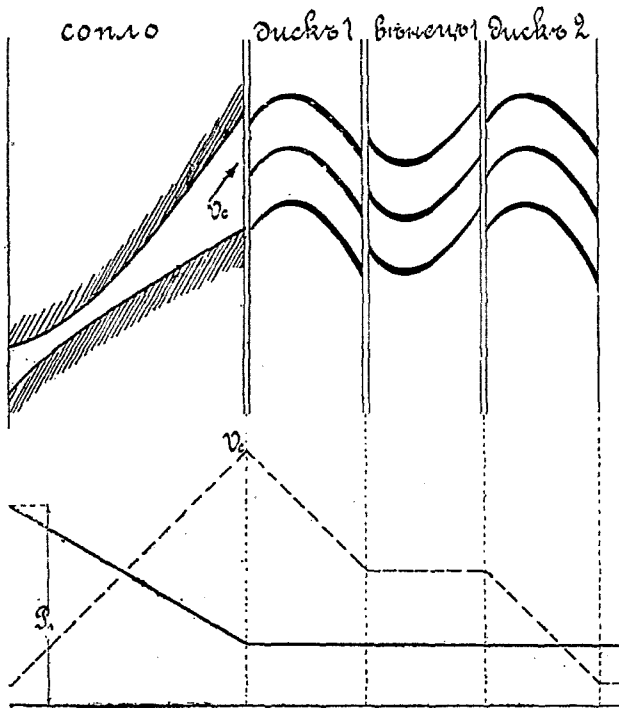
Фиг. 97.—Схема работы турбины со ступенями давленія.

0.1 atm. abs., когда скорость истечения равна 1167 м/с, мы возьмем 4 ступени давления, то в каждой $v_c = \sqrt{\frac{1}{4}} \cdot 1167$, т. е. 583,5 м/с.

Сообразно этому число оборотов турбины, при диаметръ дисковъ 1 метръ, упадетъ для активной турбины до 5550 въ минуту, а при 16 ступеняхъ давления—до 2275 въ минуту, что практически вполне допустимо.

§ 55. Ступени скорости Кёртиса.

Въ соплѣ турбины (фиг. 98) мы расширяемъ парь сразу отъ начального давления p_1 до противодавления p_2 , т. е. получаемъ скорость истечения пара изъ сопла $v_c = \sqrt{2g(L_{p_1} - L_{p_2})}$. Но затѣмъ мы направляемъ парь не на одно турбинное колесо, для котораго наибольшая окружная скорость была бы $u = \frac{v_c}{2}$, а на цѣлый рядъ колесъ, между которыми вставлены неподвижные направляющіе аппараты (вѣнцы) съ лопатками, измѣняющими направление пара. Междулопаточные промежутки очерчены такъ, что расширения пара на лопаткахъ не происходитъ, и давление пара остается постояннымъ при проходѣ черезъ всю турбину. Скоростной напоръ струи пара распределяется на все колесо турбины и наибольшая работа ея получается при окружной скорости въ m разъ меньшей, чѣмъ при одномъ дискѣ, если черезъ m обозначено число ступеней скорости, т. е. число дисковъ, заклиненныхъ на валу.



Фиг. 98.—Схема работы турбины со ступенями скорости.

Очевидно, что для достижения одинаковой окружной скорости и при ступеняхъ скорости, ступеней будетъ меньше, чѣмъ при ступеняхъ давления, гдѣ скорость уменьшается въ \sqrt{m} разъ, и поэтому устройство турбины со ступенями скорости проще, чѣмъ со ступенями давления. Но этотъ способъ имѣетъ и свои недостатки, а именно:

- 1) онъ примѣнимъ только къ активнымъ турбинамъ;

2) при ступеняхъ давленія работа отдѣльныхъ дисковъ можетъ быть сдѣлана одинаково, ибо въ каждой ступени мы используемъ одинаковую работоспособность пара; при ступеняхъ же скорости, какъ показываетъ подробное изслѣдованіе, первый дискъ доставляетъ работу гораздо большую, чѣмъ послѣдующіе диски, поэтому отдѣльныя части турбины неодинаково напряжены и

3) работа тренія пара на лопаткахъ больше, чѣмъ въ турбинахъ со ступенями давленія.

Вышеизложенныя причины заставляютъ обычно примѣнять или только ступени давленія, или же совмѣстно и ступени давленія, и ступени скорости, какъ это, напр., и дѣлаетъ Кертисъ: въ его турбинахъ имѣютъ мѣсто двѣ-три ступени давленія, и въ каждой ступени давленія двѣ-три ступени скорости.

§ 56. Расходъ пара турбинами и потери въ паровой турбинѣ.

1 лощ. сила-часъ, къ которой обычно относятъ расходъ пара, равняется $75 \cdot 3600 \text{ kg} \cdot \text{m} = 270000 \text{ kg} \cdot \text{m}$. Если работоспособность 1 кг пара при расширеніи отъ p_1 до $p_3 \text{ atm. abs.}$ есть $L \text{ kg} \cdot \text{m}$, то теоретическій расходъ пара на 1 л. с. часъ будетъ $D = \frac{270000}{L} \text{ kg}$.

Величина же работоспособности пара L въ указанныхъ предѣлахъ можетъ быть найдена построеніемъ, указаннымъ на фиг. 91, т. е. построеніемъ индикаторной діаграммы для 1 кг пара. Указанная на фиг. 91 діаграмма совершенно тождественна съ діаграммой идеальной паровой машины съ полнымъ расширеніемъ (циклъ Рэнкина) и безъ вреднаго пространства. Поэтому въ смыслѣ теоретическаго расхода пара при одинаковомъ его использованіи не можетъ быть рѣчи о преимуществѣ ротационнаго принципа передъ поршневымъ и обратно.

Иначе величина L можетъ быть опредѣлена по теплотѣ пара при впускѣ и при выпускѣ, именно $L = 427 (i_1 - i_2) \text{ kg} \cdot \text{m}$, гдѣ i_1 есть энергія 1 кг пара при впускѣ, а i_2 при выпускѣ. При подсчетѣ необходимо знать содержаніе влажности пара и въ томъ, и въ другомъ случаѣ, при чемъ надо имѣть въ виду, что влажность пара при адиабатическомъ расширеніи увеличивается. По этому вопросу интересующихся приходится отослать къ курсамъ по термодинамикѣ*) и въ особенности къ методу проф. Mollieг'a опредѣленія i по энтропическимъ is діаграммамъ.

Однако, дѣйствительный расходъ пара, какъ и въ паровыхъ машинахъ, значительно выше теоретическаго, такъ какъ при работѣ паровыхъ турбинъ существуетъ цѣлый рядъ потерь. Въ главнѣйшемъ можно различать слѣдующія потери:

1) лучеиспусканіе въ атмосферу понижаетъ теплоту, т. е. энергію пара. Потеря эта уменьшается при хорошей обшивкѣ;

*) Напр., Термодинамика Шюле, СПб. 1911.

2) побѣги пара помимо лопатокъ. Часть пара легко проскальзываетъ по зазорамъ между дисками турбины и окружающимъ кожухомъ, не совершая полезной работы. Эти зазоры по возможности слѣдуетъ дѣлать меньше;

3) потери отъ вихрей въ соплѣ и на лопаткахъ. Эти потери тѣмъ больше, чѣмъ выше скорость пара и чѣмъ меньше ступеней давленія примѣняется, ибо потеря на образованіе вихрей сопровождается выдѣленіемъ теплоты, которая можетъ быть еще использована на слѣдующихъ ступеняхъ давленія;

4) потери на треніе вращающихся частей о частицы пара. Это сопротивление сравнительно невелико и можетъ быть не принимаемо во вниманіе;

5) такъ называемая вентиляціонная потеря, зависящая отъ образованія вихрей въ зазорахъ между дисками и кожухами;

6) механическія потери на преодоленіе тренія въ подшипникахъ турбины (очень небольшія; $\eta_m = 0,9 - 0,98$).

Благодаря перечисленнымъ потерямъ, турбины по расходу пара являются частью (при малой мощности) болѣе невыгодными, чѣмъ поршневые машины и даютъ малый расходъ пара лишь при значительныхъ мощностяхъ. Цифры дѣйствительнаго расхода пара будутъ даны въ главѣ о силовыхъ станціяхъ.

§ 57. Выгодность конденсаціи и перегрѣва пара.

Въ предыдущихъ параграфахъ выяснено, что паръ въ паровыхъ турбинахъ используется тѣмъ лучше, чѣмъ большая работоспособность пара будетъ использована на повышеніе скорости истеченія пара изъ сопла. Изъ діаграммы, фиг. 91, ясно видно, что мы получимъ использование тѣмъ большей работоспособности, чѣмъ ниже будетъ давленіе пара при выпускѣ. Этимъ и выясняется полезность конденсаціи. Когда мы рассматривали вопросъ о конденсаціи паровыхъ машинъ, то тамъ мы пришли къ выводу, что пониженіе давленія въ конденсаторѣ должно имѣть свои границы, такъ какъ при пониженіи давленія въ конденсаторѣ сильно возрасталъ объемъ парового цилиндра, т. е. машина дѣлалась громоздкой и дорогой; кромѣ того, увеличивались потери пара отъ начальной конденсаціи и лучеиспуканія. Какъ наивыгоднѣйшій предѣлъ для поршневыхъ машинъ принимается обычно давленіе въ конденсаторѣ въ 0,25—0,3 atm. abs. Другое дѣло въ паровыхъ турбинахъ. Надлежащее расширеніе пара мы можемъ получить просто надлежащимъ очертаніемъ и длиною сопель и лопатокъ турбины или направляющихъ вѣнцовъ. Наружные размѣры и стоимость турбины мало увеличиваются отъ пониженія давленія выпуска, между тѣмъ использование пара будетъ болѣе выгоднымъ. Потери пара тоже не увеличиваются, такъ какъ турбины по существу своего устройства (прямоточность) не страдаютъ начальной конденсаціей. Поэтому для паровыхъ турбинъ выгодно примѣнять конденсацію съ высокимъ ваку-

умомъ, доводя давленіе въ конденсаторѣ до 0,05 atm. abs. Этимъ обычно и отличается конденсація турбинъ отъ конденсаціи паровыхъ машинъ, т. е. она даетъ выгоду еще большую, чѣмъ при паровыхъ машинахъ.

Точно такъ же для паровыхъ турбинъ очень выгодно примѣнять высоко перегрѣтый паръ. Такъ какъ скорость истеченія изъ сопла $v_c = \sqrt{2g(L_{p_1} - L_{t_2})}$ зависитъ отъ начальной работоспособности пара L_{p_1} , а эта послѣдняя зависитъ отъ теплоты пара и равна $L_{p_1} = 427 \cdot [\lambda_{p_1} + c_p(t_n - t)]$, гдѣ λ_{p_1} энергія насыщеннаго пара при давленіи p_1 , c_p —средняя теплоемкость пара при давленіи p_1 и при перегрѣвѣ его отъ температуры t насыщеннаго пара до t_n перегрѣтаго пара. Такимъ образомъ, чѣмъ сильнѣе перегрѣвъ пара, тѣмъ больше будетъ и v_c , а слѣдовательно, и работоспособность пара. Кроме того, такъ какъ турбина не имѣетъ трущихся частей, идущихъ подъ паромъ, и не нуждается во внутренней смазкѣ, то температуру перегрѣтаго пара можно смѣло брать значительно выше, чѣмъ для паровыхъ машинъ, именно, доводить градусовъ до 500° С. Перегрѣвъ пара имѣетъ для турбинъ еще и другое значеніе. Если паръ содержитъ капли воды, то центробѣжная сила этихъ капель быстро изнашиваетъ лопатки турбины, при перегрѣтомъ же парѣ этого явленія быть не можетъ.

Изъ изложеннаго нельзя не прийти къ выводу, что перегрѣвъ пара играетъ и для турбинъ не меньшую роль, чѣмъ для поршневыхъ машинъ, при чемъ можно безопасно примѣнять очень сильно перегрѣтый паръ.

§ 58. Конструктивные типы турбинъ.

По своему конструктивному устройству турбины могутъ быть различны. Въ нѣкоторыхъ турбинахъ впускъ пара производится только черезъ 3—4 сопла, т. е. паръ дѣйствуетъ лишь на нѣсколько лопатокъ турбиннаго диска, въ другихъ же турбинахъ паръ подводится цѣлымъ рядомъ сопелъ по всей окружности турбины. Первые турбины называются парціальными (частичными), вторыя полными. Очень часто турбины строятъ такъ, что въ первой ступени она является парціальной, а въ слѣдующихъ ступеняхъ количество сопелъ увеличивается и послѣднія ступени дѣлаются полными.

По способу направленія пара различаютъ турбины осевыя, когда паръ движется вдоль оси турбины, и радіальныя, когда направленіе пара совпадаетъ съ радіусомъ.

По расположенію вала различаютъ турбины горизонтальныя и вертикальныя.

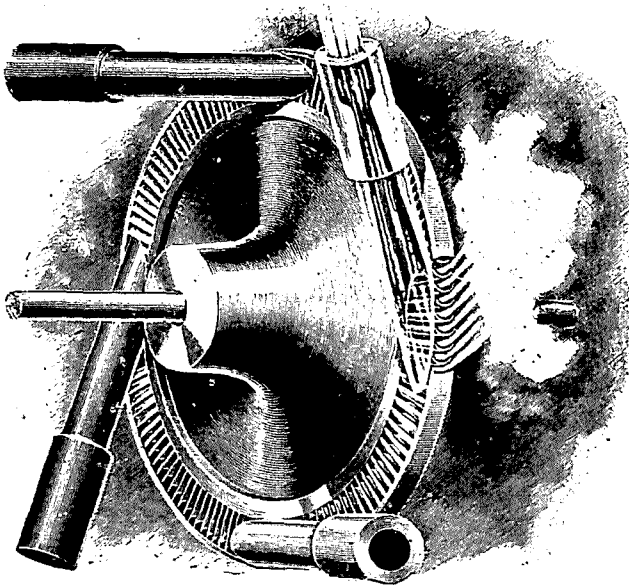
Наконецъ, принципиальное устройство турбины отражается и на конструкціи. Принципиально различаютъ турбины активныя, активно-реактивныя и чисто реактивныя (почти не строятся). Далѣе могутъ быть турбины со ступенями давленія, со ступенями скорости или и съ тѣми и другими ступенями. Такое разнообразіе типовъ турбинъ объясняется не такъ преимуществами отдѣльныхъ типовъ, какъ требова-

немъ рынка и патентными соображеніями заводовъ, изготовляющихъ турбины.

Въ дальнѣйшемъ мы изложимъ вкратцѣ основы конструкціи лишь наиболѣе характерныхъ и распространенныхъ турбинъ.

§ 59. Активная турбина Лавалья безъ ступеней скорости и давленія.

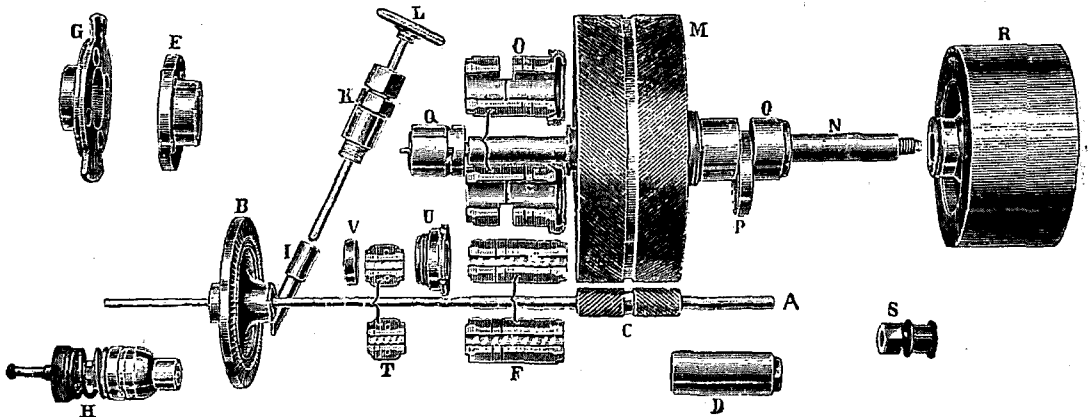
Турбина Лавалья представляетъ изъ себя однодисковую активную, осевую, шарціальную турбину. Принципіальное устройство ея хорошо



Фиг. 99.—Турбина Лавалья (безъ кожуха).

видно на фиг. 99 и понятнo безъ объясненій. На фиг. 99 турбина изображена безъ кожуха. Благодаря отсутствію ступеней давленія и скорости, необходимо на окружности турбины для достиженія наивыгоднѣйшей работы поддерживать очень большую скорость, что въ малыхъ турбинахъ приводитъ къ чрезвычайно большому числу оборотовъ вала до 30000 оборотовъ въ минуту. Въ виду этого непосредственное соединеніе вала турбины съ машиной - двигателемъ не-

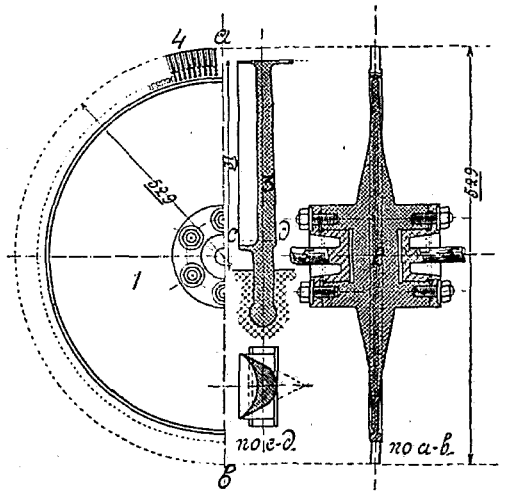
возможно, и приходится включать зубчатую передачу (фиг. 100), уменьша-



Фиг. 100.—Турбина Лавалья и передача отъ ея вала: I—сопло, B—дискъ, A—гибкій валъ, C и M—зубчатая колеса передачи, R—шкивъ для передачи вращенія на машину-орудіе.

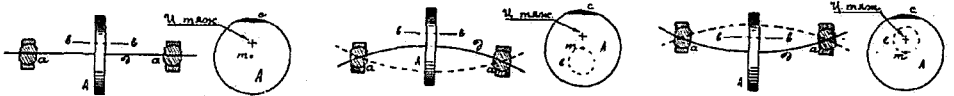
ющую число оборотовъ разъ въ 10, и уже отъ второго вала, или непосредственно, или, какъ на фиг. 100, помощью шкива передавать движеніе ма-

шинѣ-орудію. Благодаря большому числу оборотовъ, дискъ и валъ турбины очень напряжены. Приходится дискъ выполнять изъ лучшей стали и въ формѣ тѣла равнаго сопротивленія на разрывъ; поперечное сѣченіе диска и укрѣпленіе лопатокъ показаны на фиг. 101. Валъ дѣлаютъ изъ высшаго сорта рессорной стали гибкимъ, такъ какъ обычный валъ былъ бы согнутъ и турбина перестала бы работать. Необходимость гибкаго вала вытекаетъ изъ слѣдующихъ соображеній. Какъ точно ни изготовлять турбинный дискъ, невозможно математически точно совмѣстить центръ тяжести диска съ осью вала. Если же будетъ существовать вѣсовая эксцентриситетъ диска, то дѣйствіе центробѣжной силы будетъ при большомъ числѣ оборотовъ огромно, вслѣдствіе чего простой валъ былъ бы испорченъ изгибомъ. Если же валъ будетъ гибкимъ изъ рессорной стали, то подѣ дѣйствіемъ центробѣжной силы онъ начнетъ изгибаться и вращаться въ согнутомъ состояніи (фиг. 102). Съ увеличеніемъ числа оборотовъ прогибъ вала все уве-



Фиг. 101.—Дискъ и лопатки турбины Лавалья

личивается, пока не наступаетъ такъ называемая критическая скорость, при которой валъ даетъ нѣсколько рѣзкихъ колебаній, и устанавливается новый типъ вращенія: вращеніе начинаетъ происходить около воображаемой оси, проходящей черезъ центръ тяжести диска. Валъ при этомъ будетъ продолжать вращаться въ согнутомъ состояніи вокругъ этой новой оси. Для возможности этого явленія валъ не только долженъ быть гибкимъ, но и лежать на шаровыхъ подшипникахъ, которые допускаютъ вращеніе при всякомъ положеніи вала, какъ это и изображено на фиг. 102. Явленіе критической скорости наступаетъ при $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{8}$ нормальнаго числа оборотовъ турбины, т. е., напр., при нормальномъ числѣ оборотовъ въ 30000 критическая скорость бываетъ при 3610 обор. въ минуту, при 20000 оборотовъ—при 2850 оборотовъ въ минуту.



Фиг. 102.—Работа гибкаго вала.

Измѣненія давленія и скорости пара въ турбинѣ Лавалья легко можно изучить на диаграммѣ фиг. 90, имѣя въ виду, что при прохожденіи черезъ лопатки диска турбины давленіе остается постояннымъ, а скорость будетъ падать, и скорость выхода пара съ лопатокъ будетъ очень невелика.

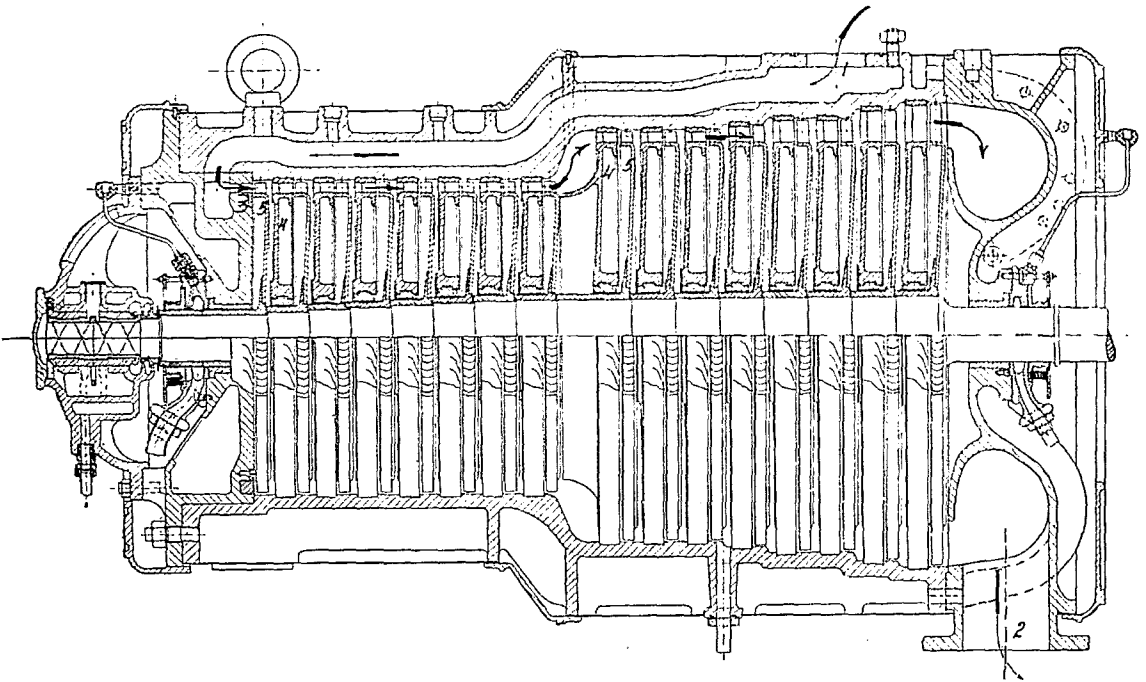
Машиновѣдѣніе.

Благодаря очень большому числу оборотовъ, турбины Лавалья, первыми появившіяся на рынкѣ, имѣютъ малое распространіе.

§ 60. Активные турбины со ступенями давленія.

Къ этой группѣ принадлежатъ очень распространенныя турбины Рато (Франція) и Целли (Германія). Последняя отличается отъ первой лишь меньшимъ числомъ ступеней давленія (слѣдовательно, большими скоростями на окружности) и конструктивными деталями. Способъ пзмѣненія давленія и скорости въ этихъ турбинахъ вполне понятенъ изъ діаграммы фиг. 97, только обычно число ступеней давленія дѣлается большимъ (10—16).

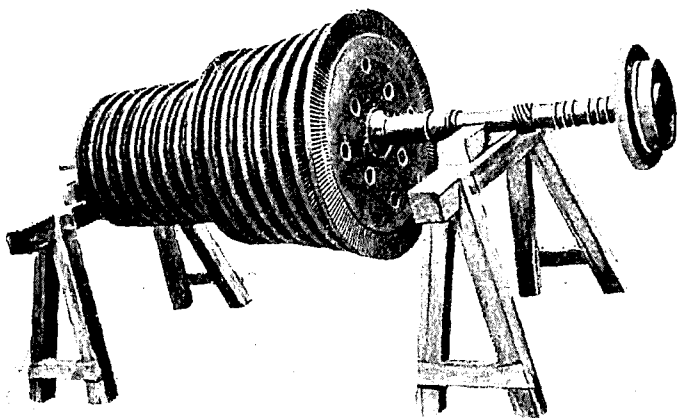
Обѣ эти турбины осевыя, горизонтальныя. Подводъ пара въ первой ступени парціальный, въ послѣднихъ ступеняхъ почти полный. Въ первой ступени сопла замѣнены направляющимъ вѣнцомъ съ лопатками, т. е. и первый вѣнецъ имѣетъ конструкцію очень сходную съ устройствомъ промежуточныхъ вѣнцовъ.



Фиг. 103.—Турбина Рато-Целли: 1—впускъ пара, 2—выпускъ пара, 3—первое сопло, 5—турбинные диски, 4—направляющіе аппараты (сопла).

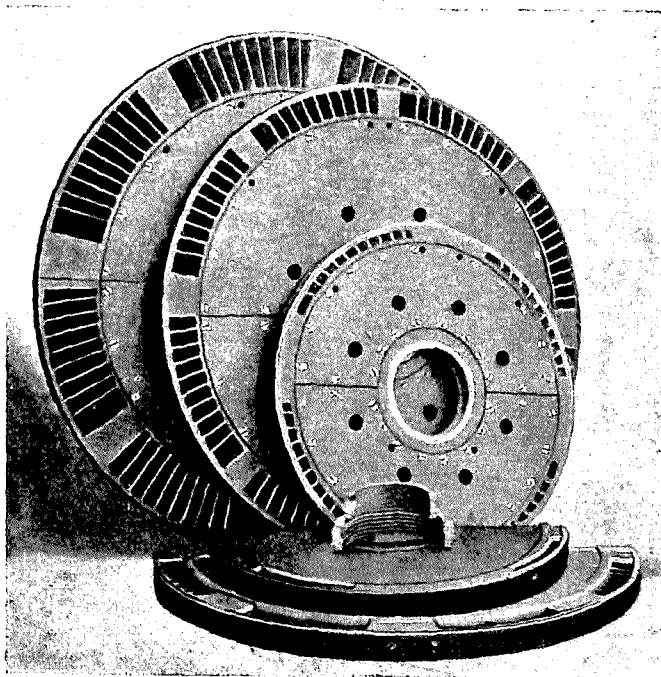
Въ поясненіе устройства на фиг. 103 показанъ продольный разрѣзъ турбины, на которомъ части (диски), заклиненные на валу, помѣчены цифрой 5, а неподвижные направляющіе вѣнцы цифрой 4. Направленіе движенія пара по турбинѣ показано стрѣлками.

На фиг. 104 показанъ видъ комплекта вала съ турбинными дисками, а на фиг. 105 показанъ видъ комплекта направляющихъ неподвижныхъ вѣнцовъ, которые вставляются въ гнѣзда кожуха турбины между турбинными дисками.



Фиг. 104.—Валь съ дисками турбины Рато-Цѣлли.

ныхъ вѣнцовъ, которые вставляются въ гнѣзда кожуха турбины между турбинными дисками.

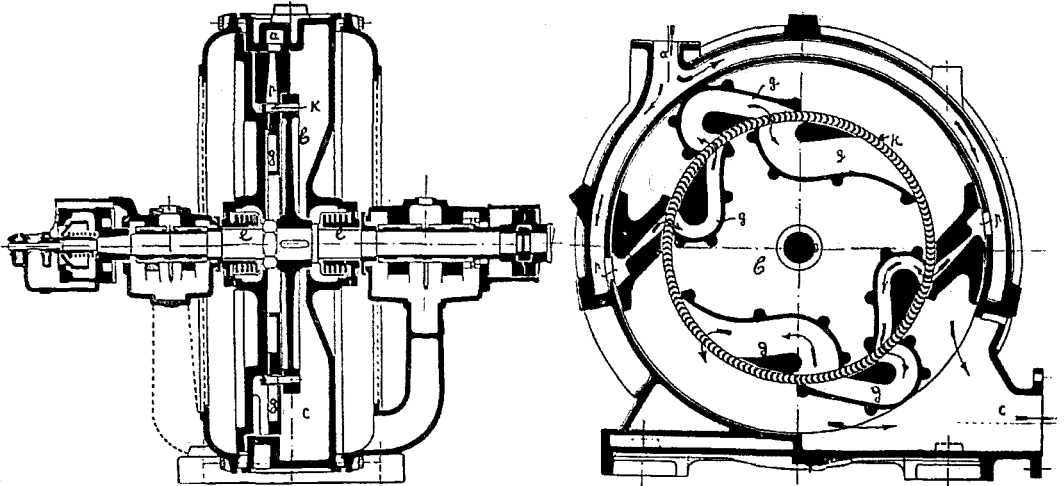


Фиг. 105.—Направляющіе аппараты (промежуточные сопла) турбины Рато-Цѣлли.

§ 61. Активные турбины со ступенями скорости.

Къ этому классу турбинъ относится радиальная, парціальная турбина ниж. Кольба, извѣстная чаще подъ именемъ „Электра“. Продоль-

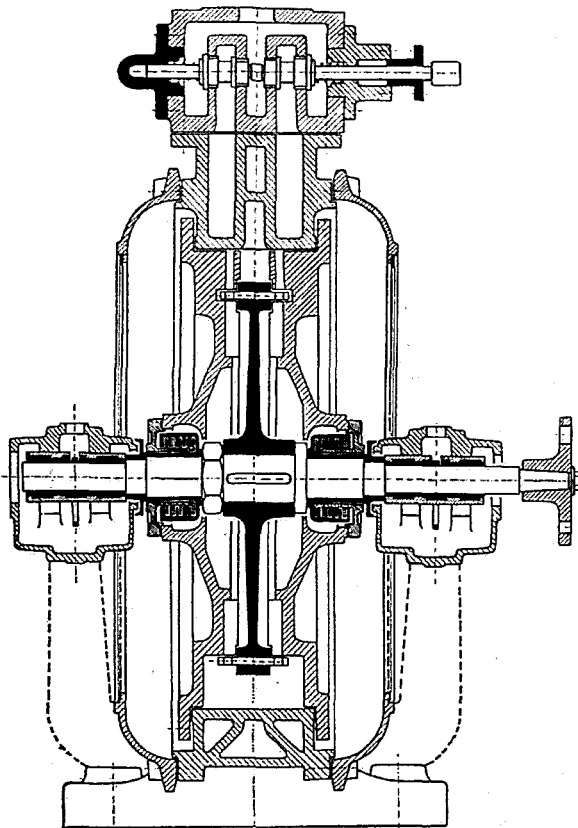
ный и поперечный разрѣзъ турбины изображены на фиг. 106, на которой представлена однодисковая турбина Кольба. Въ отличие отъ



Фиг. 106.—Турбина Кольба „Электра“.

обычнаго расположенія лопатокъ диска по радиусамъ, здѣсь лопатки

располагаются перпендикулярно плоскости диска, а сопла и направляющіе аппараты расположены такъ, что паръ пересѣкаетъ лопатки, идя въ направленіи радиальномъ. Направленіе движенія пара показано стрѣлками. Паръ подводится къ двумъ сопламъ Лавалья, пересѣкаетъ лопатки и входитъ въ направляющій мундштукъ, который измѣняетъ только направленіе пара, послѣ чего паръ вновь пересѣкаетъ лопатки турбиннаго диска и т. д. Въ изображенной турбинѣ паръ пересѣкаетъ лопатки 4 раза, т. е. имѣется 4 ступени скорости. Многократное пересѣченіе струей пара лопатокъ замѣняетъ здѣсь заклиненіе многихъ дисковъ на одномъ валу турбины; результатъ получается тождественный, а турбина получается компактной.



Фиг. 107.—Реверсивная турбина „Электра“.

Турбину Кольба легко можно сдѣлать реверсивной, т. е. имѣющей по желанію прямое или обрат-

ное вращеніе вала. Такая турбина представлена на фиг. 107. Дискъ снабжается двумя системами лопатокъ: для прямого хода и для обратнаго (кривизна лопатокъ въ обратную сторону) и двумя комплектами сопелъ и направляющих мундштуковъ. Пуская помощью особыхъ клапановъ паръ въ ту или иную систему, мы получаемъ прямой или обратный ходъ турбины.

Къ сожалѣнію, турбины Кольба, въ особенности реверсивныя, трудно сдѣлать на большую мощность, которая обычно доходитъ не свыше 1000 л. с., что и препятствуетъ распространенію турбинъ этого типа.

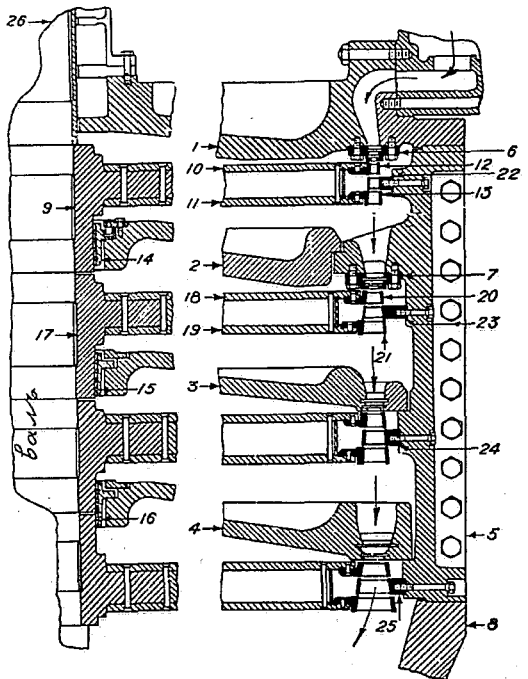
Способъ дѣйствія пара на лопатки понятенъ изъ фиг. 98, гдѣ только вмѣсто дискъ 1 и дискъ 2 слѣдуетъ понимать: первое пересѣченіе паромъ лопатокъ, второе пересѣченіе и т. д.

§ 62. Активныя турбины со ступенями давленія и скорости.

Къ этой категоріи турбинъ относится турбина Кертиса и ея европейское видоизмѣненіе турбина AEG (Всеобщей компаниі электричества). Турбина Кертиса есть вертикальная турбина съ парціальнымъ осевымъ впускомъ пара. На фиг. 108 изображено въ разрѣзѣ устройство такой турбины съ 4-мя ступенями давленія, при чемъ въ каждой ступени давленія имѣется 2 ступени скорости. Направление движенія пара показано стрѣлкой. Впускъ пара на первую ступень парціальныи и увеличивается для дальнѣйшихъ ступеней, какъ въ турбинахъ Рато; въ послѣдней ступени паръ вводится по 80% всей окружающей.

Способъ дѣйствія пара на лопатки представленъ на диаграммѣ, фиг. 109, гдѣ взяты лишь двѣ первыя ступени давленія. Дальше процессъ расширенія пара и отдачи скорости идетъ совершенно аналогично.

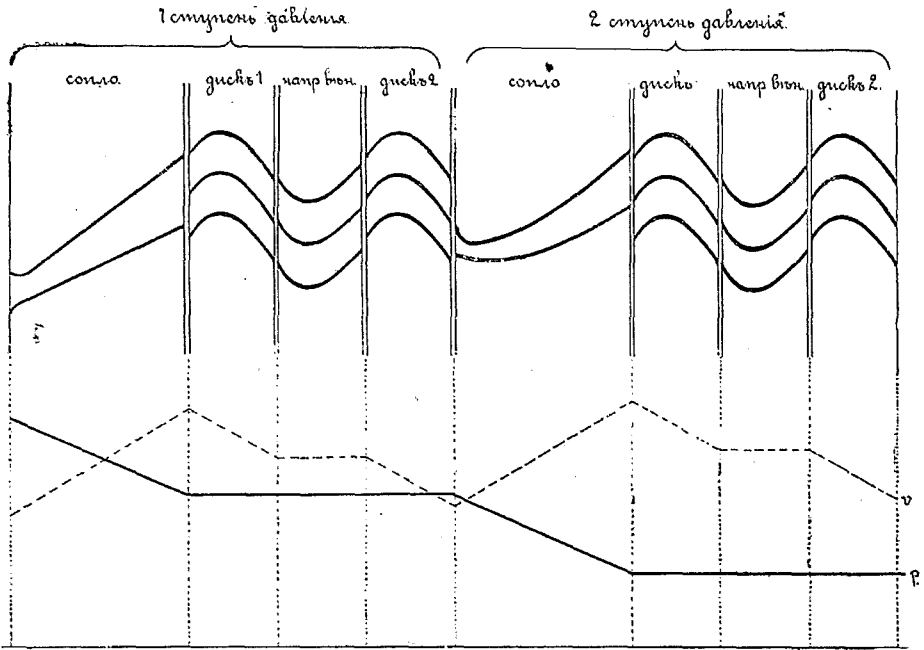
Турбина AEG отличается отъ оригинальныхъ турбинъ Кертиса главнымъ образомъ тѣмъ,



Фиг. 108.—Разрѣзъ турбины Кертиса: 10—11, 18—19—диски Кертиса, 6, 7—сопла (неподвижныя), 12 и 20—первая ступень скорости, 22, 23, 24 и 25—направляющій аппаратъ, 13 и 21—вторая ступень скорости, 1, 2, 3 и 4—раздѣляющія перегородки ступеней давленія, на которыхъ укрѣпляются первыя сопла каждой ступени давленія.

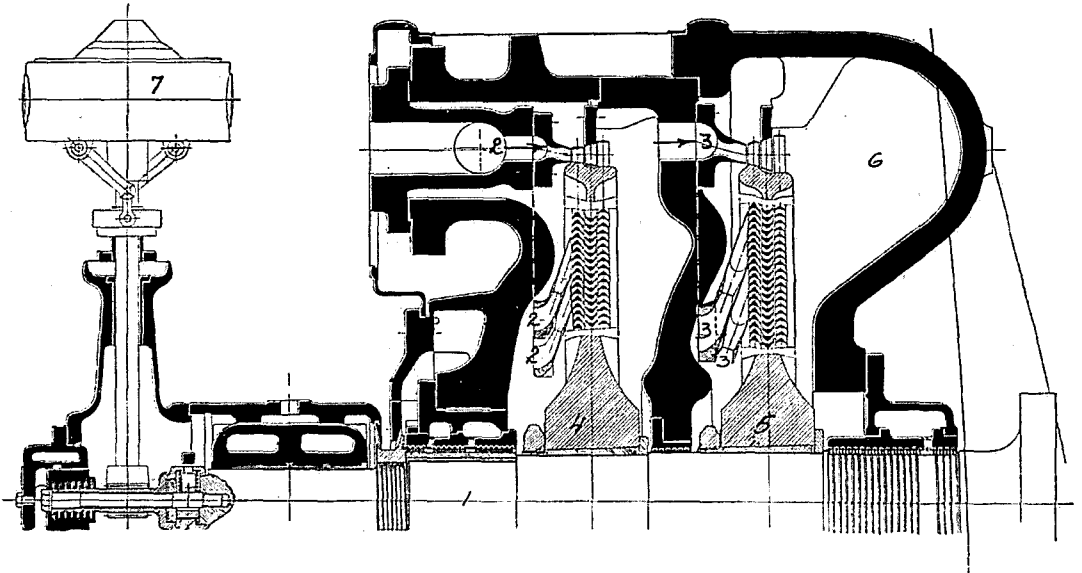
что валъ турбины дѣлается горизонталь-

нымъ. Продольный разрѣзь турбины *AEG* представленъ на фиг. 100. На этой фиг. изображена турбина съ 2-мя ступенями давленія по 2



Фиг. 109.—Схема работы турбины Кёртиса.

ступени скорости въ каждой. Истинное положение и форма сопель 2 и 3 и относительное расположеніе лопатокъ турбиннаго диска и на-

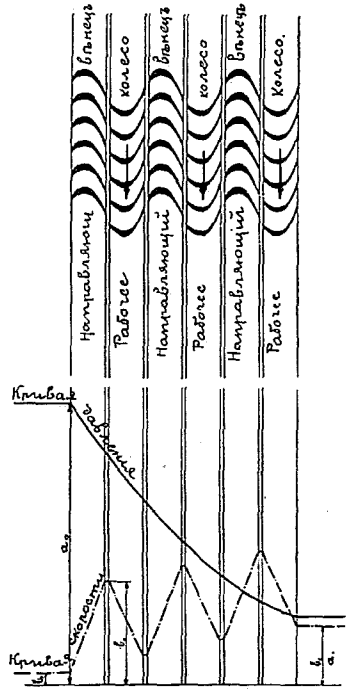


Фиг. 110.—Турбина *AEG*—Кёртисъ.

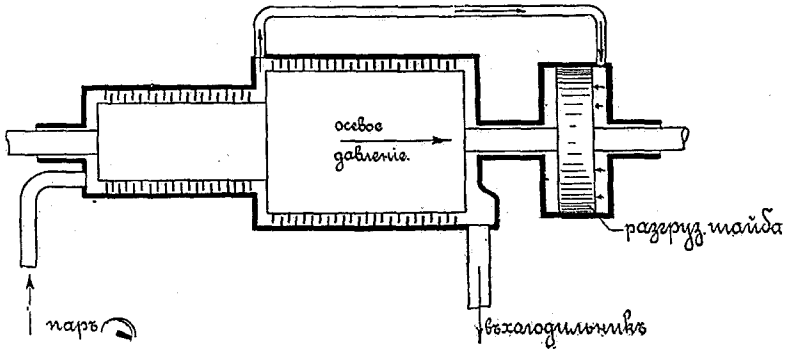
правляющихъ вѣнцовъ показаны на той же фигурѣ съ выносной бѣлымъ штрихъ-пунктиромъ.

§ 63. Активно-реактивные турбины со ступенями давленія.

Къ этой группѣ турбинъ принадлежитъ прежде всего турбина Парсонса, часто называемая просто реактивной турбиной, хотя это и невѣрно, какъ легко убѣдиться изъ разсмотрѣнія схемы дѣйствія пара, представленной на фиг. 111. Паденіе давленія происходитъ въ турбинѣ непрерывно и не только на лопаткахъ самой турбины, чего требуетъ принципъ реакціи, но и на лопаткахъ направляющихъ вѣнцовъ, что является типичнымъ уже для активныхъ турбинъ. Характерной особенностью этихъ осевыхъ, полныхъ турбинъ является существованіе осевого давленія пара въ направленіи теченія пара, чего въ активныхъ турбинахъ нѣтъ. Осевое давленіе возникаетъ потому, что расширение пара происходитъ и на лопаткахъ турбинныхъ дисковъ, вслѣдствіе чего каждый турбинный дискъ со стороны впуска пара испытываетъ большее давленіе, чѣмъ со стороны выпуска. Въ результатъ въ турбинѣ возникаетъ большое осевое давленіе, которое или воспринимается особымъ гребенчатымъ подшипникомъ, или же особыми дисками, сидящими на валу турбины, къ которымъ подводится паръ для уравновѣшенія (фиг. 112). Осевое давленіе оказывается, однако,



Фиг. 111.—Схема работы (активно-) реактивной турбины Парсонса.



Фиг. 112.—Осевое давленіе въ реактивной турбинѣ и его уничтоженіе.

полезнымъ въ морскихъ турбинахъ, гдѣ оно дѣйствуетъ навстрѣчу реакціи винта, благодаря чему гребенчатый упорный подшипникъ не такъ сильно напряженъ, какъ при другихъ машинахъ, и можетъ быть сдѣланъ съ меньшимъ числомъ гребней. Это обстоятельство служитъ

отчасти причиной распространения турбинъ Парсонса въ качествѣ судовыхъ двигателей на судахъ военныхъ и коммерческихъ флотовъ.

Второй неприятной особенностью турбинъ Парсонса служитъ обиліе лопатокъ, число которыхъ достигаетъ часто нѣсколькихъ десятковъ тысячъ штукъ въ одной турбинѣ.

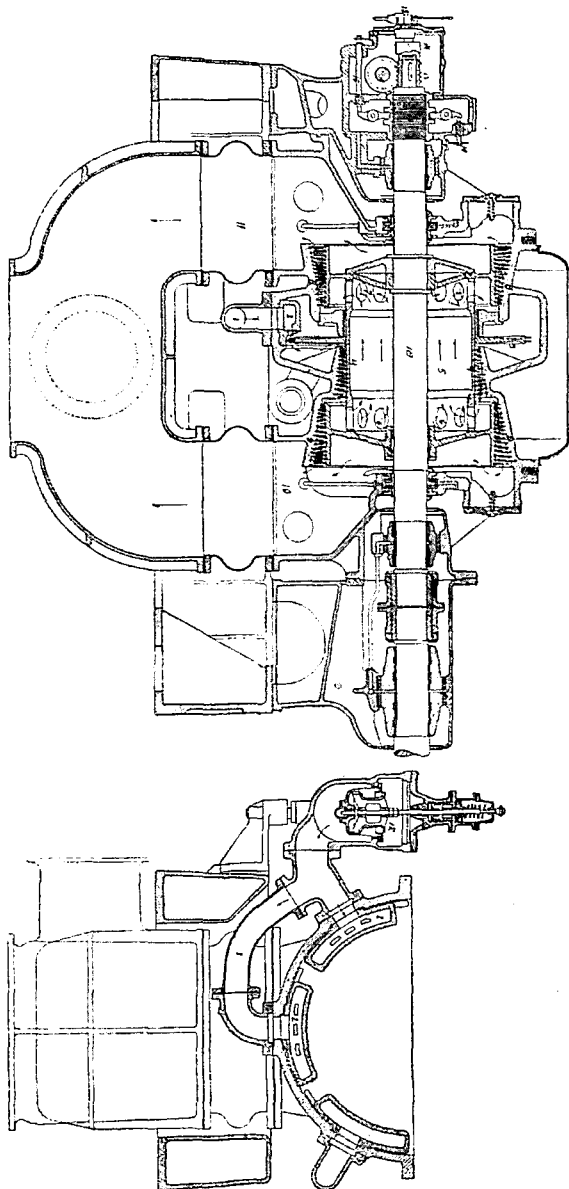
Видоизмѣненіе турбины Парсонса съ усиленіемъ активности ея

представляетъ турбина завода братьевъ Зульцеръ, изображенная на прилагаемой таблицѣ III въ наружномъ видѣ и со снятой верхней половиной кожуха. Здѣсь паръ дѣйствуетъ сначала на вполне активный дискъ большого діаметра, а затѣмъ переходитъ уже на реактивно-активную часть.

Значительно меньшее, чѣмъ въ турбинѣ Парсонса, осевое давленіе уравновѣшивается давленіемъ пара на лѣвую сторону разгрузочной шайбы, сидящей на концѣ вала турбины. Активный дискъ играетъ еще и ту роль, что значительное паденіе температуры пара происходитъ при расширеніи его въ первомъ соплѣ. Поэтому бронзовыя лопатки реактивно-активной части турбины не страдаютъ отъ высокой температуры пара.

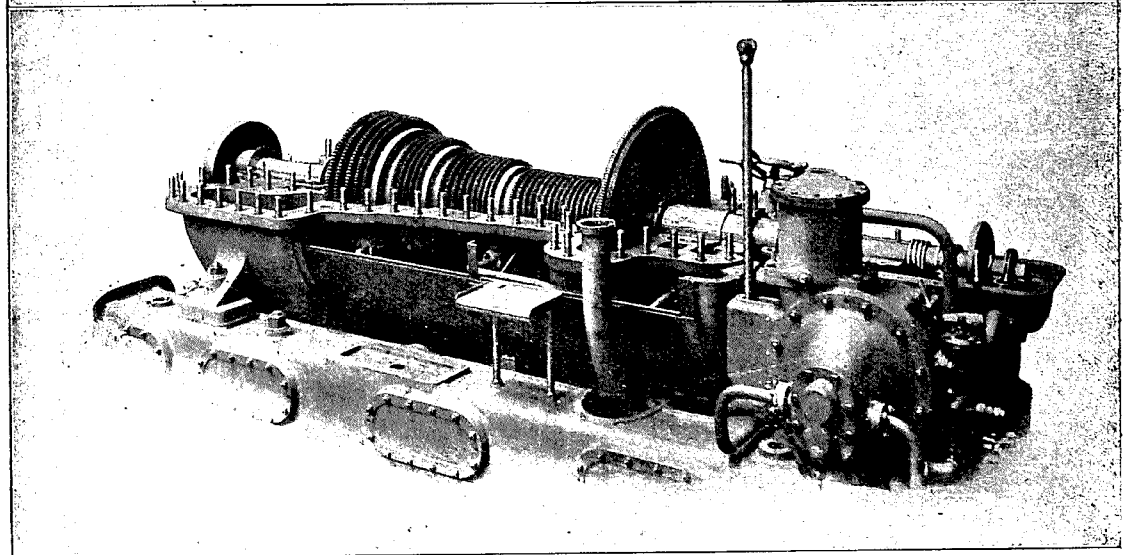
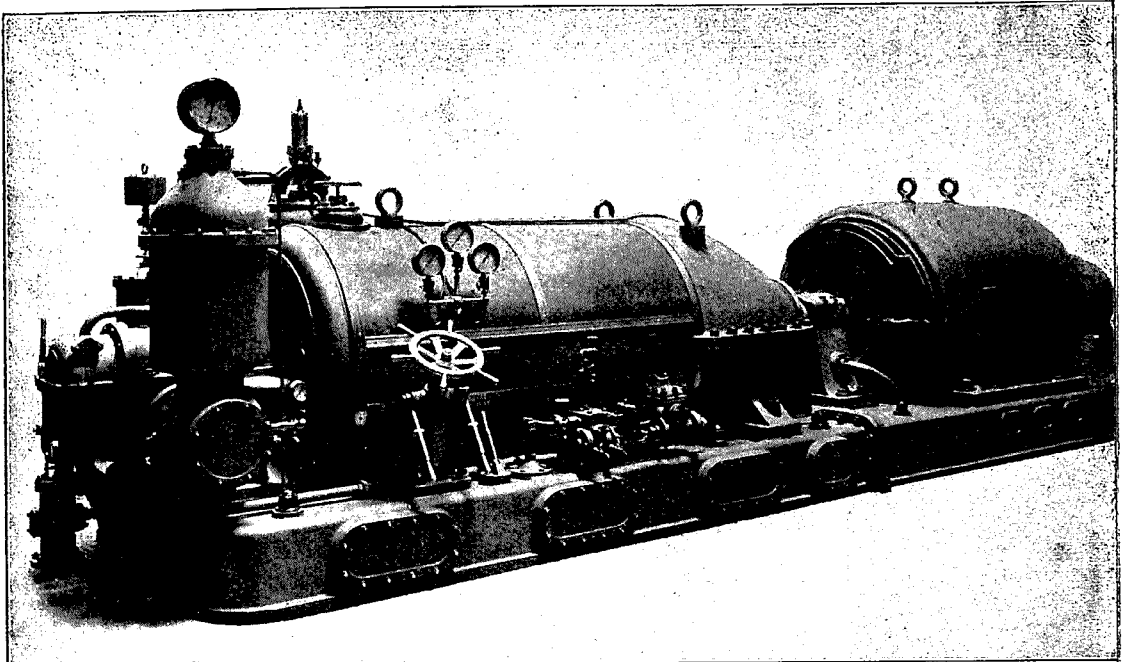
Другое видоизмѣненіе турбины Парсонса представляетъ турбина завода Вестингауза, изображенная въ продольномъ разрѣзѣ на фиг. 113. Паръ

Фиг. 113.—Активно-реактивная турбина завода Вестингауза.



поступаетъ посрединѣ турбины (2) къ сопламъ, гдѣ расширяется и дѣйствуетъ на большой активный дискъ. Затѣмъ паръ переходитъ на правую часть (реактивно-активную) турбины, гдѣ, пройдя группу лопатокъ, развѣтвляется: часть идетъ въ прежнемъ направленіи на

Таблица III.



Паровая активно-реактивная турбина завода Зульцера.

вторую группу активно-реактивных лопатокъ, а часть по внутренней полости барабана переходить на лѣвую группу лопатокъ, въ которой направленіе пара прямопротивоположно. Благодаря такому устройству, осевое давленіе почти уравнивается безъ помощи разгрузочной шайбы. Активный дискъ имѣетъ то же значеніе, что въ турбинѣ Зульцера. Въ Россіи турбины Вестингауза (3000—4000 л. с.) установлены на станціи СПб. электрическаго городского трамвая.

§ 64. Использование турбинами пара низкаго давленія.

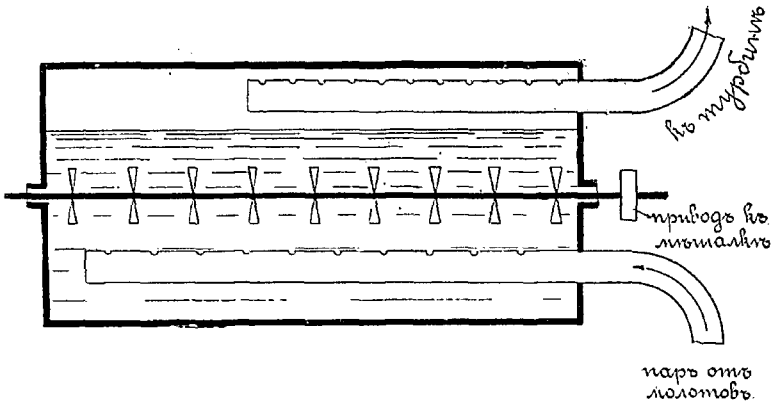
Во многихъ производствахъ мы, пользуясь паровыми двигателями, выпускаемъ отработанный паръ низкаго давленія (около 1,2—1,5 atm.) въ атмосферу. Примѣромъ такихъ установокъ являются паровые молота, расходующіе очень много пара. Между тѣмъ, используя этотъ паръ, расширяя его до весьма низкаго давленія холодильника (напр., до 0,05 atm), мы можемъ получить отъ него еще весьма значительную работу. Такой же случай можетъ имѣть мѣсто при установкахъ двигателей внутренняго сгорания, гдѣ, пользуясь теплотой отработанныхъ газовъ, мы могли бы получать паръ низкаго давленія, направляя газы для обогрѣва специальныхъ паровыхъ котловъ. Однако, использование пара низкаго давленія помощью паровыхъ машинъ является почти невозможнымъ, такъ какъ размѣры машины получаются слишкомъ огромными, а выигрышъ энергій получается сравнительно малый, ибо наивыгоднѣйшее давленіе въ холодильникѣ для паровыхъ машинъ высоко (0,3 atm).

Зато такое использование легко осуществляется турбинами низкаго давленія, такъ какъ давленіе въ холодильникѣ можно держать очень низкимъ (0,05 atm), и хорошо использовать энергію пара низкаго давленія. Для этой цѣли можетъ быть, конечно, примѣнена любая система паровой турбины.

Интереснымъ является случай, когда при паровыхъ молотахъ мы получаемъ паръ низкаго давленія лишь периодически, турбина же должна работать непрерывно. Въ этомъ случаѣ примѣняютъ тепловые аккумуляторы, предложенные проф. Рато (Франція). Тепловой аккумуляторъ представляетъ собою большой желѣзный клепанный сосудъ на подобіе котла, наполненный примѣрно на $\frac{3}{4}$ водой, которая обладаетъ, какъ извѣстно, весьма большой теплоемкостью. Отработанный паръ молотовъ направляется въ этотъ аккумуляторъ, нагрѣваетъ тамъ воду до температуры 110—120° С, благодаря чему въ паровомъ пространствѣ котла устанавливается давленіе около 1,2—1,5 atm. Когда турбина низкаго давленія начинаетъ расходовать паръ изъ аккумулятора во время перерыва работы молотовъ, то давленіе въ немъ немного падаетъ, и теплота воды заставляетъ испаряться часть ея, которая и идетъ на работу турбины низкаго давленія. Чѣмъ больше объемъ аккумулятора, тѣмъ большіе перерывы въ работѣ молотовъ могутъ быть допущены безъ рѣзкаго пониженія давленія въ аккумуля-

ляторъ. давлєніе въ которомъ все же постепенно упадетъ. Легко можно спроектировать аккумуляторы для перерывовъ въ 1 часъ и больше.

Для того, чтобы вся вода аккумулятора участвовала въ процессъ теплообмѣна, внутри водяного пространства устраиваютъ систему мѣ-



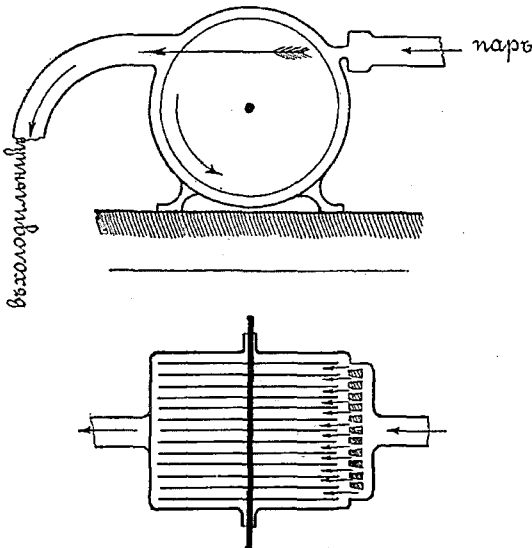
Фиг. 114.—Тепловой аккумулятор Рато.

шалокъ, приводимыхъ снаружи въ дѣйствіе механическимъ приводомъ отъ той же турбины. Схема устройства теплового аккумулятора показана на фиг. 114.

§ 65. Понятіе о турбинахъ тренія.

Въ самое послѣднее время американскимъ ученымъ Н. Тесла предложенъ весьма простой видъ паровыхъ турбинъ, основанный на

утилизациі тренія частицъ быстро движущагося пара о шероховатыхъ стѣнкахъ дисковъ. Схема такой машины показана на фиг. 115. На валу насаженъ съ малымъ зазоромъ другъ къ другу цѣлый рядъ гладкихъ дисковъ. Все это устройство помещается въ кожухъ, къ которому подводится паръ; паръ проходитъ черезъ сопла и дуетъ въ промежутки между дисками, захватывая своей струей лишь небольшой сегментъ диска, послѣ чего удаляется въ выпускное пространство (атмосфера или холодильникъ). Трєніе струи пара о поверхность



Фиг. 115.—Турбина тренія.

дисковъ захватываетъ ихъ, вращая въ направленіи указанной на фиг. 115 стрѣлки. Какъ видно изъ эскиза, принципъ устройства такихъ двига-

телей въ высшей степени простъ, но пока новыя машины находятся еще въ стадіи первоначальныхъ опытовъ и высказываться объ ихъ будущности еще преждевременно.

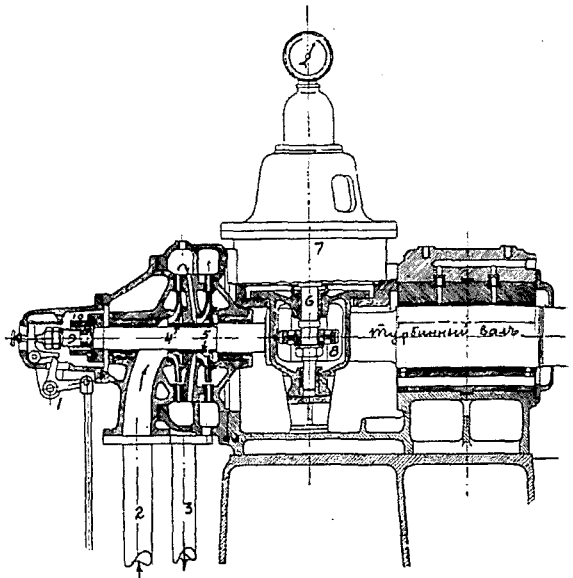
§ 66. Важнѣйшія конструктивныя детали паровыхъ турбинъ.

а) Валы.

Валы турбинъ изготовляются всегда изъ лучшей стали, а гибкіе валы турбинъ Лавалия изъ рессорной стали. Въ реактивныхъ турбинахъ иногда валы снабжаются рядомъ гребней для воспринятія осевого давленія упорнымъ подшипникомъ.

б) Подшипники.

Подшипники, при томъ значительномъ числѣ оборотовъ, которое дѣлаютъ турбины, должны особо хорошо смазываться. Поэтому большею частью примѣняютъ принудительную смазку подъ давленіемъ, при чемъ масло подъ давленіемъ получается отъ центробѣжнаго насоса, посаженнаго на тотъ же валъ турбины (фиг. 116). Это же масло подъ давленіемъ служитъ еще для работы сервомоторовъ при регуляторѣ (см. главу о регулированіи двигателей). Чтобы подшипники не нагрѣвались, ихъ охлаждають водою или тѣмъ же смазочнымъ масломъ, которое циркулируетъ въ особыхъ полостяхъ подшипника. Въ турбинахъ Лавалия подшипники дѣлаются съ шаровыми вкладышами, допускающими вращеніе изогнутаго гибкаго вала (схема, фиг. 102).

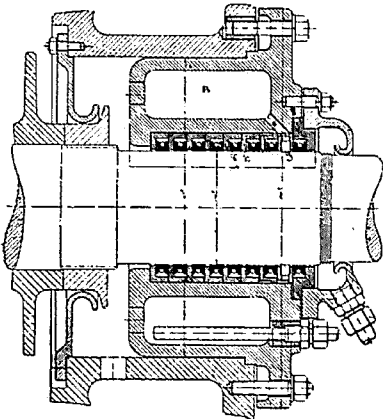


Фиг. 116.—Подшипникъ турбиннаго вала и масляный насосъ для смазки подъ давленіемъ (4—5). Направленіе масла указано стрѣлками.

в) Уплотненія вала.

Мѣста, гдѣ валъ проходитъ сквозь кожухъ, должны быть уплотнены, чтобы паръ не могъ просачиваться наружу. Этого, обычно, достигаютъ помощью лабиринтовъ, схема котораго указана на фиг. 117. Лабиринтъ состоитъ изъ ряда колецъ фасоннаго профиля, изъ которыхъ часть притерта къ крышкѣ, а часть къ валу (черныя на чертежѣ). Между кольцами образуется рядъ полостей. Паръ изъ турбины, просачиваясь черезъ неплотности между кольцами и попадая въ междукольцевыя полости, расширяется, теряетъ давленіе и въ послѣдующихъ полостяхъ конденсируется въ воду. Въ послѣд-

ною (наружную) кольцевую полость подается под давлением вода через полость крышки *a* и каналъ *g*. Такимъ образомъ получается водяное уплотнение, непроницаемое для пара. Кольца лабиринта большою частью изготовляются изъ чугуна, иногда изъ бронзы.



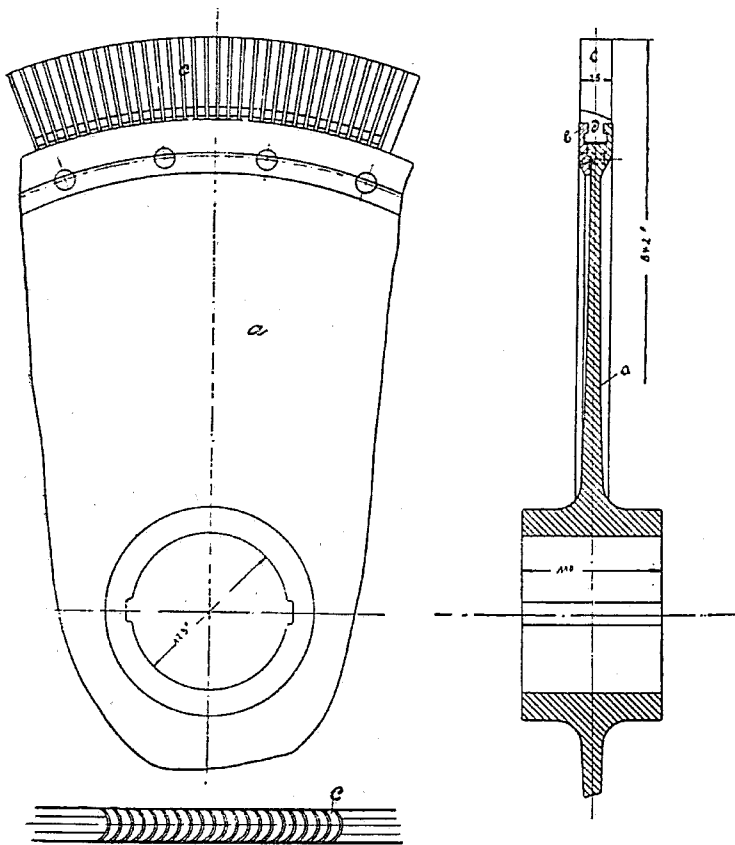
Фиг. 117.—Лабиринтовое уплотнение вала.

д) Диски активных турбинъ.

Диски турбинъ изготовляются изъ стали и въ нихъ укрѣпляются лопатки турбины. Готовый дискъ тщательно вывѣрятся въ томъ смыслѣ, чтобы по возможности центръ его тяжести совпадалъ съ осью вращения (ось вала). Въ турбинахъ Лавала диски изготовляются въ формѣ тѣла равнаго сопротивленія на растяженіе (фиг. 101).

е) Лопатки активных турбинъ.

Лопатки большою частью штампуютъ изъ никкелевой стали, чтобы онѣ



Фиг. 118.—Укрѣпленіе лопатокъ на дискѣ активной турбины. оброкинутаго Т, а ободъ диска снабжается соответственнымъ пазомъ, въ который закладыва-

были прочными и переносили высокую температуру пара. Очертаніе лопатокъ дѣлается такимъ, чтобы паръ вступалъ на лопатку и уходилъ съ лопатки по возможности безъ удара. Для очертанія формы лопатокъ необходимы поэтому спеціальныя познанія, здѣсь не излагаемыя въ виду узко-спеціального интереса. Укрѣпляются лопатки на ободѣ различными способами, одинъ изъ которыхъ представленъ на фиг. 118. Лопатки снабжаются хвостовиками въ видѣ

ются концы лопатокъ *c*. Между лопатками вставляются фасонныя прокладочки *d* для соблюденія разстоянія между лопатками. Затѣмъ къ ободу присоединяется кольцо *e* съ фасоннымъ пазомъ, аналогичнымъ пазу въ дискѣ, которымъ лопатки *c* и прокладки *d* прихватываются къ диску. Въ заключеніе кольцо съ дискомъ склепываются въ одно цѣлое.

г) Барабаны и лопатки реактивныхъ турбинъ.

Въ реактивныхъ турбинахъ лопатки укрѣпляются на чугунныхъ полыхъ барабанахъ, насаженныхъ на валъ, замѣняющихъ собою диски (см. для примѣра фиг. 113). Самыя лопатки изготовляются здѣсь большею частью изъ бронзы. Лопатки вставляются въ пазы барабановъ своими концами въ формѣ ласточкинаго хвоста, при чемъ это производится черезъ одно уширеніе паза въ барабанѣ. Затѣмъ между лопатками заводятся по мѣрѣ сборки и дистанціонныя прокладки. Послѣ сборки уширеніе паза заполняется красной мѣдью, которая расклепывается. Затѣмъ лопатки связываются еще по окружности серебряно-никкелевой проволокой, пропущенной сквозь дырки въ лопаткахъ.

г) Кожухъ.

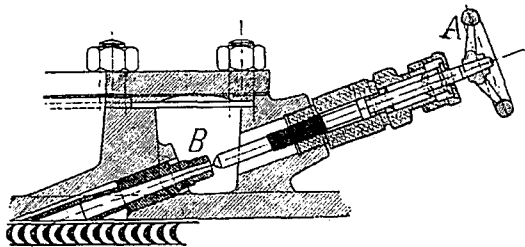
Кожухъ турбинъ отливается изъ чугуна и дѣлается разъемнымъ въ горизонтальной плоскости, проходящей черезъ ось вала. Въ кожухѣ дѣлаются пазы для помѣщенія направляющихъ вѣнцовъ, изготовляемыхъ отдѣльно. Въ реактивныхъ турбинахъ лопатки направляющихъ вѣнцовъ вставляются непосредственно въ пазы кожуха.

h) Направляющіе аппараты.

Направляющіе аппараты активныхъ турбинъ изготовляются изъ стали путемъ отливки. Лопатки получаютъ какъ одно цѣлое съ вѣнцомъ. Направляющіе аппараты (вѣнцы) изготовляются въ формѣ полуколець для возможности сборки турбины. На фиг. 105 показанъ видъ этихъ направляющихъ вѣнцовъ.

и) Сопло.

Какъ примѣръ устройства сопла приводимъ фиг. 119, на которой показано устройство регулируемаго отъ руки сопла турбины Лавала. Паръ подводится изъ котла въ камеру *B* и входитъ въ сопло, поставленное подъ острымъ угломъ къ направленію вращенія диска турбины. Количество пара, впускаемаго въ сопло, регулируется ручнымъ клапаномъ *A* въ формѣ заостреннаго штифта.



Фиг. 119.—Сопло Лавала съ ручнымъ регулированіемъ.

Глава V.—Конденсація паровыхъ двигателей.*)

§ 67. Общее устройство конденсаціонныхъ установокъ.

Въ §§ 28 и 57 была выяснена экономичность такихъ паровыхъ установокъ, въ которыхъ выпускъ пара производится въ особое пространство, въ которомъ давленіе поддерживается искусственно ниже атмосфернаго. Это обстоятельство достигается съ помощью конденсаціонныхъ устройствъ. Непремѣнными частями конденсаціонной установки являются:

а) конденсаторъ, въ которомъ паръ подвергается охлажденію при помощи соприкосновенія съ холодной водой. Соприкосновеніе можетъ быть или непосредственнымъ—конденсаторы смѣшенія—или же черезъ посредство теплопроводныхъ стѣнокъ—поверхностная конденсація. Результатомъ охлажденія пара является конденсація его въ воду, при чемъ давленіе въ конденсаторѣ сильно падаетъ, ибо остающіеся водяные пары сильно расширяются, такъ какъ, переходя въ состояніе жидкости, вода занимаетъ многократно меньшій объемъ;

б) насосы, назначеніе которыхъ, во-первыхъ, подавать охлаждающую воду, во-вторыхъ, откачивать конденсатъ и теплую воду, а также водяные пары и воздухъ, выдѣляющійся изъ воды или попадающій черезъ неплотности трубопроводовъ изъ атмосферы. При незначительной высотѣ между конденсаціонной установкой и уровнемъ воды у всасывающей трубы насоса для подачи охлаждающей воды, послѣдній бываетъ не нуженъ, ибо вода сама подымается въ конденсаторъ смѣшенія при образованіи въ немъ вакуума. Насосы могутъ служить или одновременно для откачиванія и воды и воздуха, или же для каждаго вещества могутъ быть употребляемы отдѣльные насосы;

в) въ нѣкоторыхъ случаяхъ (когда вода дорога или ея мало) конденсаціонная установка включаетъ еще въ себѣ аппараты для охлажденія нагрѣвшейся воды, которая по остываніи снова идетъ въ дѣло.

*) Для желающихъ ознакомиться съ конденсаціонными устройствами болѣе близко рекомендуемъ: Вейс с ъ. Конденсація. К. Ш м и д т ъ. Конденсація паровыхъ машинъ и паровыхъ турбинъ. СПб. 1912.

Конденсационныя устройства для паровыхъ машинъ строятся для невысокаго вакуума (0,3 atm. abs.), а для паровыхъ турбинъ и прямо-точныхъ поршневыхъ машинъ для высокаго вакуума, доходящаго до 95—98% (давленіе 0,05—0,02 atm. abs.).

§ 68. Конденсаторы смѣшенія.

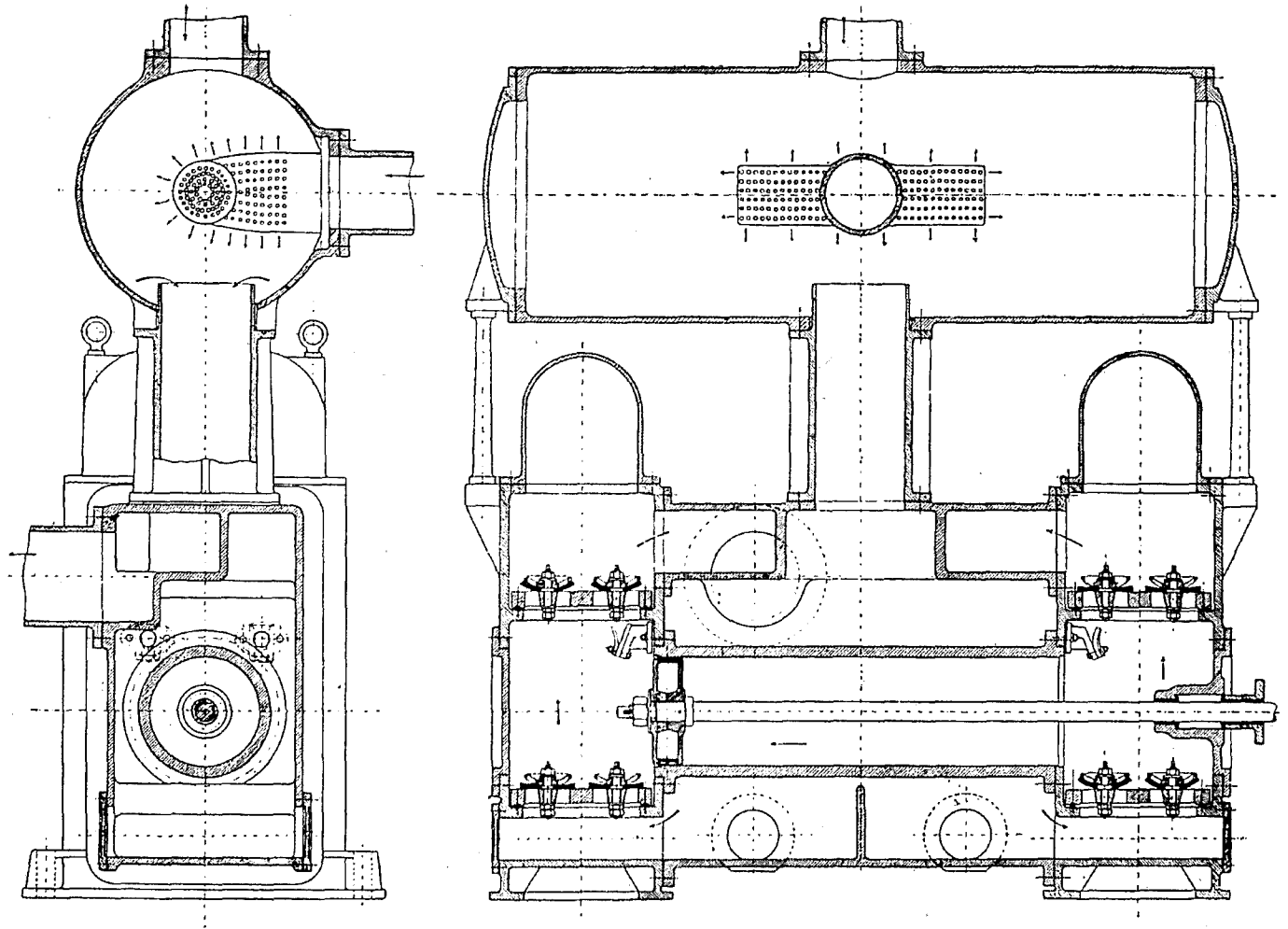
Въ конденсаторахъ смѣшенія отработанный паръ машины приходитъ въ непосредственное соприкосновеніе съ охлаждающей водой, при чемъ въ результатъ получается смѣсь конденсата пара и охлаждающей воды—теплая вода. Паровое пространство заполнено бываетъ парами воды и воздухомъ, выдѣлившимся изъ воды или попавшимъ черезъ неплотности. По закону Дальтона общее давленіе въ конденсаторѣ p_k равняется суммѣ парціальныхъ давленій паровъ воды p_d и воздуха p_l , т. е. $p_k = p_d + p_l$.

Конденсаторы смѣшенія устраиваются или съ параллельнымъ теченіемъ воды и пара, или же со встрѣчнымъ теченіемъ воды и пара. Устройство ихъ объяснено ниже.

а) Конденсаторы съ параллельнымъ теченіемъ воды и пара.

Конденсаторъ представляетъ собою (фиг. 120) чугунный сосудъ довольно большой емкости, къ которому подводится сверху отработанный паръ двигателей. Внутри сосуда входитъ труба, подводящая охлажденную воду, при чемъ вода выходитъ черезъ мелкія отверстія трубы въ видѣ душа. Паръ пронизывается струйками воды и конденсируется. Теплая вода удаляется вмѣстѣ съ парами и воздухомъ общимъ насосомъ, изображеннымъ на фиг. 120 подъ конденсаторомъ; работа насоса и поддерживаетъ пониженное давленіе въ холодильникѣ. Охлаждающая вода по трубѣ обычно всасывается съ небольшой высоты разностью давленій между атмосферой и холодильникомъ и лишь при высокомъ положеніи холодильника приходится подавать ее особымъ насосомъ.

Каждый kg пара, подходящій къ холодильнику при давленіи p_k , обладаетъ теплотой λ_k , послѣ же процесса конденсаціи получается 1 kg воды при температурѣ t_a . Каждый же kg охлаждающей воды подводится въ холодильникъ при температурѣ t_e , а удаляется при температурѣ высшей, именно t_a . Значитъ, каждый kg воды поглощаетъ $t_a - t_e$ ед. тепл. Поэтому количество kg воды, нужное для конденсаціи 1 kg отработаннаго пара, будетъ $m = \frac{\lambda_k - t_a}{t_a - t_e}$. При $t_a = 40^\circ$, $t_e = 20^\circ$ и $\lambda_k = 600$ ед. тепл. получаемъ $m = 28$ kg на 1 kg пара. Полное количество воды должно быть рассчитано при максимальной мощности машины по расходу пара на силу-часъ.

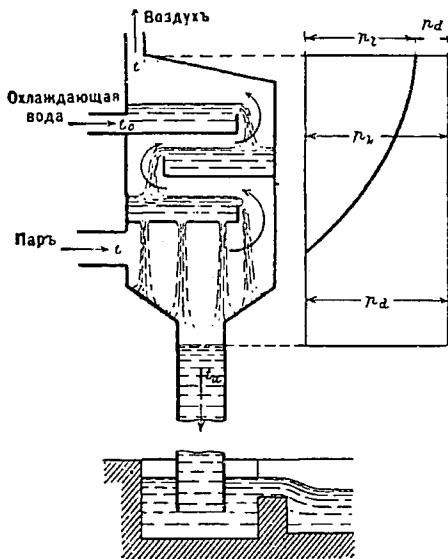


Фиг. 120.—Конденсатор смѣшенія съ параллельнымъ теченіемъ воды и пара и мокро-воздушный насосъ (подъ конденсаторомъ).

б) Конденсаторы съ встрѣчнымъ теченіемъ воды и пара.

Схема такого конденсатора системы Вейсса изображена на фиг. 121. Конденсаторъ представляетъ собою вертикальный сосудъ, въ который охлаждающая вода поступаетъ сверху и стекаетъ по перегородкамъ каскадами внизъ. Паръ, наоборотъ, поступаетъ внизу и имѣетъ движеніе вверхъ навстрѣчу охлаждающей водѣ, такъ какъ въ верхней части прибора откачивается воздухъ и пары помощью особаго сухого воздушнаго насоса.

Смѣсь конденсата и охлаждающей воды удаляется изъ прибора изъ нижней его части или самотекомъ при помощи вертикальной трубы 10 метровъ длиною (столбъ воды = давленію 1 atm), или же откачивается особымъ насосомъ. Парціальное давленіе водяныхъ паровъ въ конденсаторѣ не бываетъ одинаковымъ во всемъ сосудѣ, какъ въ холодиль-



Фиг. 121.—Конденсаторъ смѣшенія Вейсса съ встрѣчнымъ теченіемъ воды и пара.

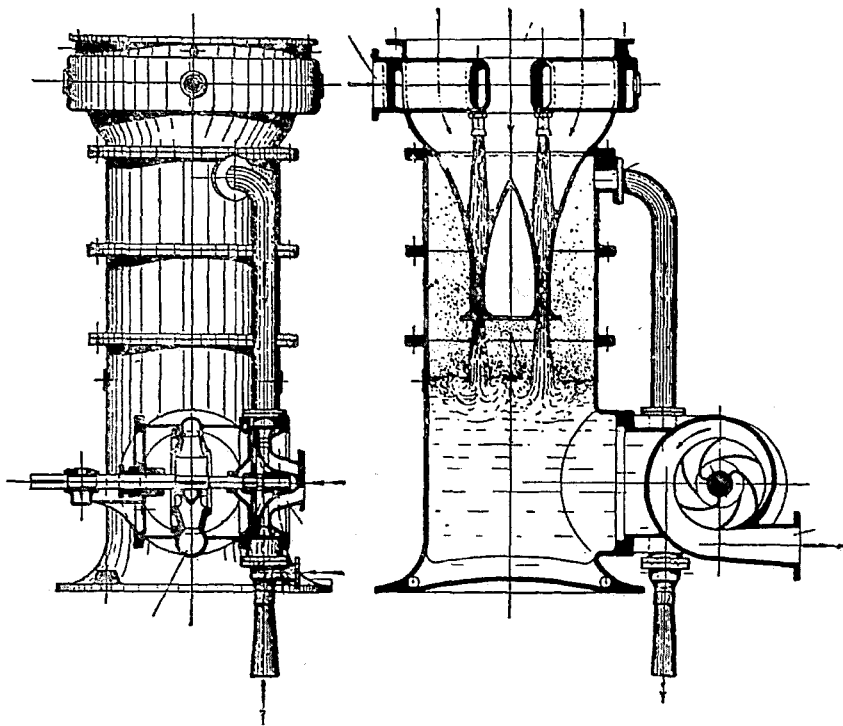
никѣ съ параллельнымъ теченіемъ, а уменьшается въ верхнихъ частяхъ прибора вслѣдствіе того, что вода тамъ находится при болѣе низкой температурѣ. Парціальное же давленіе воздуха въ верхней части сосуда будетъ больше, такъ какъ общее давленіе въ холодильнике остается постояннымъ. Воздухъ выкачивается поэтому при большемъ давленіи, чѣмъ въ холодильнике съ параллельнымъ теченіемъ, при чемъ, очевидно, то же количество воздуха будетъ занимать соотвѣтственно меньшій объемъ. Поэтому объемъ воздушнаго насоса будетъ невеликъ.

Въ конденсаторахъ Вейсса возможно допустить нагрѣваніе охлаждающей воды до температуры, какъ разъ соотвѣтствующей температурѣ насыщенія при давленіи конденсатора, такъ какъ конденсація и при этихъ условіяхъ будетъ происходить прекрасно. Поэтому расходъ охлаждающей воды будетъ меньше. Такъ, напр., при давленіи въ конденсаторѣ $p_k = 0,12 \text{ atm. abs.}$ температура насыщенія = 50° C. При температурѣ охлаждающей воды $t_c = 20^\circ \text{ C.}$ количество воды на 1 kg пара будетъ $m = \frac{600 - 50}{50 - 20} = 18$, тогда какъ при тѣхъ же условіяхъ для конденсатора съ параллельнымъ теченіемъ расходъ воды будетъ 28 kg на 1 kg пара, ибо нельзя допустить нагрѣванія воды выше, чѣмъ до 40° C.

в) Конденсаторъ Вестингаузъ-Леблана.

Для достиженія высокаго вакуума въ конденсаторѣ при работѣ съ паровыми турбинами употребляются своеобразные конденсаторы, Машиннозвѣдніе.

среди которыхъ видное мѣсто занимаетъ конденсаторъ сист. Вестингаузъ-Леблана. По существу это конденсаторъ смѣшенія съ параллельнымъ теченіемъ пара и воды, но зато съ тѣснымъ смѣшеніемъ частицъ и съ отводомъ воздуха изъ наиболѣе холоднаго мѣста холодильника. Конденсаторъ представленъ на фиг. 122. Онъ представляетъ



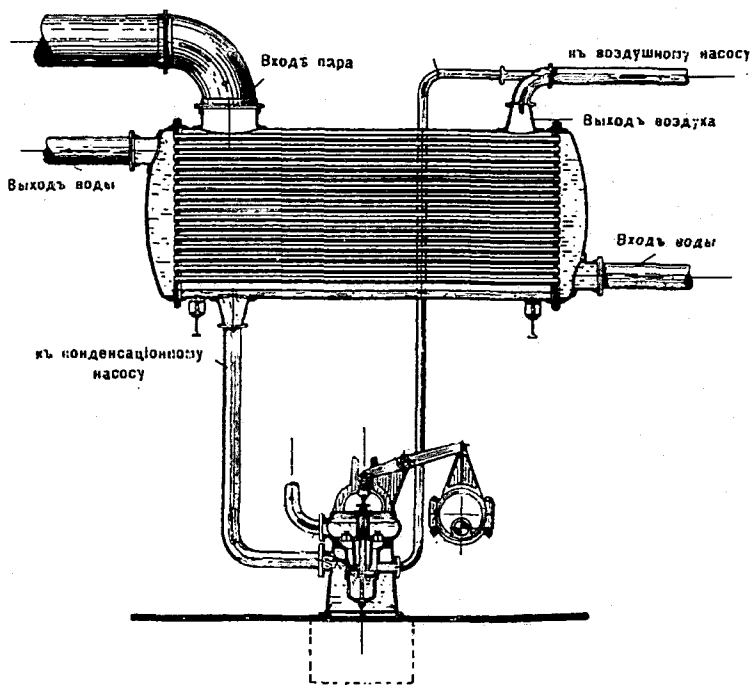
Фиг. 122.—Конденсаторъ смѣшенія Вестингаузъ-Леблана для высокаго вакуума.

собою вертикальный сосудъ, перегороденный на 2 отдѣленія. Въ верхнее поступаетъ паръ и охлаждающая вода, которая подъ напоромъ выходитъ въ видѣ ряда тонкихъ винтовыхъ струй (благодаря винтообразно свернутой пластинкѣ въ выходномъ соплѣ). Вода захватываетъ частицы пара и тѣсно смѣшивается съ ними, проходя по коническимъ сужающимся трубамъ въ перегородкѣ, ось которыхъ совпадаетъ съ осью водяныхъ струй. Изъ конусовъ смѣсь конденсата и воды выливается въ нижнюю часть прибора, изъ котораго откачивается центробѣжнымъ насосомъ. Воздухъ отсасывается специальнымъ очень продуктивнымъ насосомъ изъ верхней части нижняго отдѣленія, т. е. изъ подъ водяныхъ конусовъ, хорошо охлаждаемыхъ водой, такъ какъ температура смѣси въ конусахъ невелика (около 30°) и мѣсто подъ конусами является наиболѣе холоднымъ, воздухъ же удаляется при наибольшемъ парціальномъ давленіи въ конденсаторѣ. Благодаря эжекторному дѣйствию водяныхъ струй въ верхней камерѣ холодильника устанавливается давленіе нѣсколько низшее, чѣмъ въ нижней камерѣ, что выгодно для турбины. Такими конденсаторами удастся легко под-

держивать давленіе въ верхней части прибора около 0,04 atm. abs. и даже ниже при сравнительно умѣренномъ расходѣ воды 30—35 kg на 1 kg пара (при температурѣ охлаждающей воды 11—15° С и температурѣ теплой воды около 30° С).

§ 69. Поверхностные холодильники.

Во многихъ случаяхъ практики, которые будутъ разобраны въ слѣдующемъ параграфѣ, оказывается желательнымъ конденсировать паръ, не приводя его въ непосредственное соприкосновеніе съ охлаждающей водой. Въ такихъ случаяхъ примѣняютъ такъ называемые поверхностные холодильники, примѣрное устройство которыхъ показано на фиг. 123. Холодильникъ представляетъ собою закрытый дни-



Фиг. 123.—Поверхностный конденсаторъ съ насосомъ для конденсата.

щами цилиндрической сосудъ, въ которомъ имѣются двѣ перегородки у концовъ съ рядомъ отверстій для установки теплопроводныхъ тонкихъ (1 м/м) латунныхъ трубокъ малаго діаметра. Сквозь эти трубки прокачивается насосомъ охлаждающая вода, а въ междутрубочное пространство сверху вводится отработанный паръ. Въ нижней части междутрубочнаго пространства получается конденсатъ пара, который обращается въ воду отъ соприкосновенія съ охлаждаемыми поверхностями трубокъ. Конденсатъ представляетъ дистиллированную воду; въ конденсатѣ паровыхъ машинъ содержится еще смазочное масло, такъ какъ части тренія, идущія подъ паромъ (золотникъ, поршень), смазываются; конденсатъ же паровыхъ турбинъ представляетъ

чистый дистиллатъ. Изъ верхней части междутрубочнаго пространства, изъ болѣе холодной части конденсатора, примыкающей къ входу охлаждающей воды, выкачивается насосомъ воздухъ и водяные пары.

Расчетъ количества охлаждающей воды производится такъ же, какъ и при конденсаторахъ смѣшенія, но надо имѣть въ виду, что теплоотдача все же затрудняется стѣнками трубокъ и теплая охлаждающая вода уходитъ изъ конденсатора при температурѣ на 10—15° болѣе низкой противъ температуры, соотвѣтствующей конденсатору,

т. е. количество охлаждающей воды $m = \frac{\lambda - t_k}{(t_k - 10) - t_o}$. При низкомъ вакуумѣ паровыхъ машинъ $m = 35 - 45$ kg на 1 kg пара; при высокомъ вакуумѣ паровыхъ турбинъ m доходитъ до 50—60 kg на 1 kg пара, т. е. въ общемъ поверхностная конденсація требуетъ значительно большаго количества охлаждающей воды, чѣмъ конденсація смѣшенія.

§ 70. Области примѣненія конденсаціи смѣшенія и поверхностной.

При выборѣ типа конденсатора приходится руководствоваться многими обстоятельствами службы всей установки.

Если мы имѣемъ установку паровыхъ турбинъ, то очень выгодна конденсація поверхностная, ибо конденсатъ чистъ, лишенъ масла и можетъ быть примѣненъ для питанія котловъ, которые, питаясь на 80—90% дистиллированной водой (приходится пополнять лишь естественную убыль воды вслѣдствіе пропариванія и т. п.), долго не загрязняются и требуютъ поэтому за собой меньше ухода.

Второй, часто встрѣчающійся случай примѣненія поверхностныхъ конденсаторовъ,—установки въ такихъ мѣстахъ, гдѣ имѣется въ большомъ количествѣ вода, негодная для питанія котловъ: это морскія судовыя установки и установки на берегу моря. Въ этихъ случаяхъ для питанія котловъ необходимо пользоваться конденсатомъ, т. е. дистиллированной водой, и только очищать конденсатъ отъ масла, если установка обслуживаетъ поршневыя машины. Очистка отъ масла производится помощью маслоотдѣлителей и фильтровъ; необходимость ея вызывается тѣмъ, что смазочное минеральное масло, попадая въ котель, разлагается, выдѣляетъ кислоты, которыя разъѣдаютъ стѣнки котла.

Во всѣхъ остальныхъ случаяхъ практики предпочитаютъ конденсацію смѣшенія, какъ болѣе простую и требующую меньшаго количества охлаждающей воды. Иногда часть теплой воды направляютъ для питанія котловъ, но предварительно очищаютъ отъ масла помощью фильтровъ.

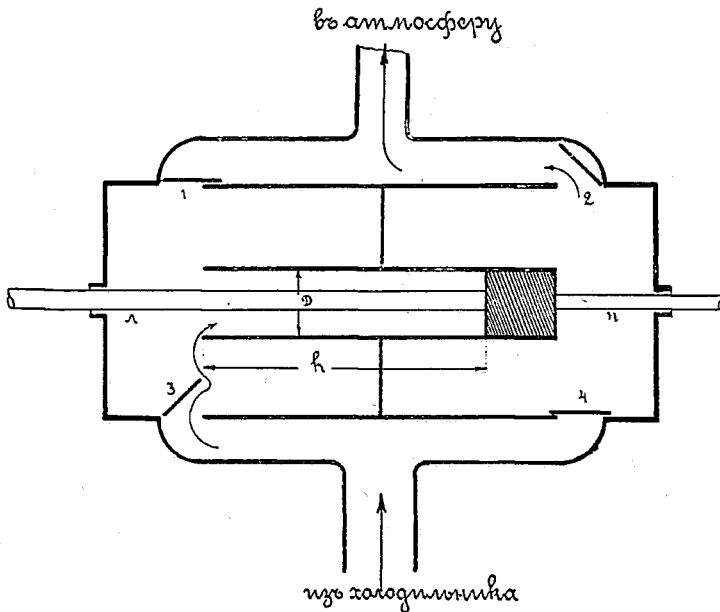
§ 71. Мокрые воздушные насосы.

При конденсаціи смѣшенія результатомъ конденсаціи является большое количество теплой воды $(m + 1)D \cdot N_{max}$ kg, гдѣ D расходъ пара на силу—часть и N_{max} —максимальная мощность машины. Кромѣ этого количества во-

ды, изъ конденсатора необходимо еще удалять и воздухъ, выдѣляющійся изъ воды и засасываемый въ конденсаторъ черезъ неплотности. Количество воздуха можетъ быть выражено въ часъ въ куб. м. при атмосферномъ давлении формулою: $L = 0,001(SW + \mu D_a)$, гдѣ $S = 0,02$; W количество охлаждающей воды $= m \cdot D \cdot N_{max}$; D_a — количество пара въ часъ $= DN'_{max}$ и $\mu = 1,8 + 0,01z$, гдѣ z длина паропровода отработаннаго пара въ метрахъ. Такъ какъ давленіе въ конденсаторѣ ниже атмосфернаго, то подлежащій удаленію объемъ значительно больше L куб. м.; напр., при давленіи въ конденсаторѣ $0,12 \text{ atm}$ и температурѣ $t_a = 40^\circ \text{C}$ парціальное давленіе водяныхъ паровъ $p_a = 0,072 \text{ atm}$ и, слѣдовательно, парціальное давленіе воздуха $p_i = 0,12 - 0,072 = 0,048 \text{ atm}$. Объемъ, подлежащій откачиванію, v можно опредѣлить тогда по уравненію Мариотта $pv = \text{const}$, т. е. $L \cdot 1 = p_i \cdot v$, т. е. $v = \frac{L}{p_i}$ куб. м. въ часъ.

Такимъ образомъ нашъ мокрый воздушный насосъ долженъ откачивать въ часъ Q куб. метровъ смѣси воздуха и воды, при чемъ $Q = v + \frac{(m+1)DN_{max}}{1000}$ при конденсаторѣ смѣшенія. При поверхностномъ конденсаторѣ $v = \frac{0,001 \mu D_a}{p_i}$ и $Q = v + \frac{D_a}{1000}$, т. е. насосъ будетъ значительно меньше.

Размѣры насоса опредѣлятся, если мы приравняемъ минутное количество выкачиваемой смѣси минутной продуктивности насоса $\frac{Q}{60} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h \cdot i \cdot n \cdot \eta_v$,



Фиг. 124.—Схема мокровоздушнаго насоса двойнаго дѣйствія.

гдѣ обозначено: d —діаметръ цилиндра и h —ходъ поршня насоса; $i = 1$ для простыхъ насосовъ и 2 для насосовъ двойнаго дѣйствія; n —число двойныхъ

ходовъ поршня въ минуту и η_v —объемный коэффициентъ полезнаго дѣйствія поршневого насоса, равный 0,7—0,8.

Схема устройства мокровоздушнаго насоса показана на фиг. 124, а конструкція на фиг. 120. Внутри общей отливки насоса помѣщается цилиндръ, въ которомъ движется поршень, приводимый въ дѣйствие отъ обслуживаемой или отдѣльной паровой машины (или отъ привода). Камера насоса двойнаго дѣйствія состоитъ изъ двухъ полостей *л* и *н*, въ каждой изъ которыхъ помѣщается всасывающій клапанъ 3 (или 4) и нагнетательный 1 (или 2). При движеніи поршня насоса изъ лѣваго положенія въ правое происходитъ засасываніе изъ холодильника въ полость *л* черезъ клапанъ 3 и нагнетаніе изъ полости *н* черезъ клапанъ 2 въ атмосферу. Клапаны 1 и 4 при этомъ ходѣ поршня будутъ закрыты давленіемъ воды въ нагнетательной полости. При обратномъ движеніи поршня, наоборотъ, будутъ открыты всасывающій клапанъ 4 и нагнетательный 1 и всасываніе будетъ происходить въ правую полость насоса, а нагнетаніе будетъ производиться изъ лѣвой полости цилиндра.

Въ насосахъ простаго дѣйствія имѣется только одна изъ полостей *л* и *н* и только два клапана. За 2 хода поршня (1 оборотъ главнаго вала машины) происходитъ тогда только 1 ходъ, сопровождающійся подачей воды, т. е. для той же продуктивности площадь поршня насоса должна быть вдвое больше.

Тѣло насоса выполняется изъ чугуна, а клапаны дѣлаютъ изъ толстой резины.

§ 72. Насосы для охлаждающей воды.

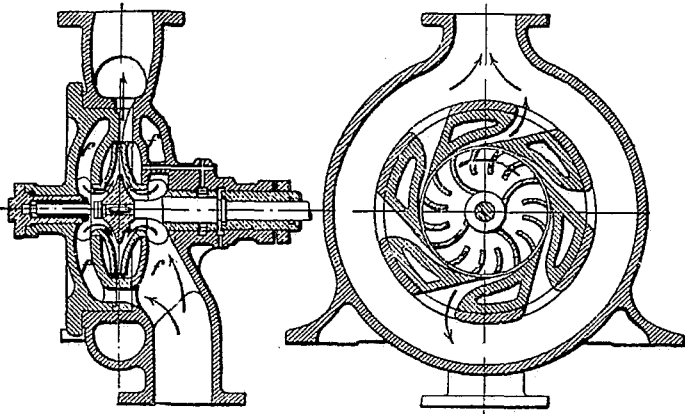
При конденсаторахъ смѣшенія большею частью можно обходиться безъ отдѣльнаго насоса для подачи охлаждающей воды, такъ какъ она впрыскивается внутрь конденсатора дѣйствіемъ того разрѣженія, которое поддерживаетъ въ конденсаторѣ воздушный насосъ. Это возможно, если высота установки конденсатора надъ уровнемъ воды въ заборномъ бассейнѣ не больше 5—6 метровъ. Поэтому предпочитаютъ конденсацію устанавливать въ подвалахъ машиннаго зала. Если же конденсаторъ долженъ быть помѣщенъ высоко надъ уровнемъ воды, то охлаждающую воду подаютъ, обычно, поршневымъ насосомъ простаго или двойнаго дѣйствія, схема дѣйствія котораго тождественна съ мокровоздушными насосами, описанными въ предыдущемъ параграфѣ. Только размѣры водянаго насоса значительно меньше, такъ какъ онъ качаетъ только воду, а не воздухъ, и водяные пары.

Расчетъ размѣровъ цилиндра водянаго насоса производится по формулѣ

$$\frac{Q}{60} = \frac{\pi d^2}{4} h i n \eta_v, \text{ гдѣ } Q \text{ часовая продуктивность насоса въ куб. метрахъ,}$$

которая равна въ данномъ случаѣ $Q = m \cdot D \cdot N_{max}$. Всѣ обозначенія даны въ предыдущемъ параграфѣ. Насосы эти могутъ быть или снабжены паровыми движущими цилиндрами, или приводиться въ дѣйствіе отъ приводовъ.

При поверхностных конденсаторах и при конденсаторах Вестингаузъ-Леблана употребляют для подачи охлаждающей воды центробѣжные насосы, принципъ дѣйствія которыхъ заключается въ слѣдующемъ (фиг. 125). На быстро вращающемся отъ привода или отъ электромотора валу сидитъ дискъ, снабженный лопатками криволинейной



Фиг. 125.—Центробѣжный насосъ для воды.

формы. Дискъ этотъ вращается въ кожухѣ, который окружаетъ собою дискъ со всѣхъ сторонъ. Концентрично съ лопатками диска и въ кожухѣ помѣщается рядъ лопатокъ, которыя очерчены такъ, что сѣчение между лопатками увеличивается при удаленіи отъ центра. Качаемая вода всасывается по каналамъ f , подводимымъ воду къ средней части вращающагося диска. Лопатки диска, при вращеніи его, сообщаютъ частицамъ воды очень большую скорость v въ направленіи отъ центра вала къ периферіи и вода вступаетъ съ большой скоростью, а слѣдовательно, и съ большимъ напоромъ $h = \frac{v^2}{2g}$ въ междулопаточное пространство кожуха. Въ виду увеличенія сѣченія скорость воды постепенно уменьшается по мѣрѣ удаленія отъ центра, но такъ какъ этотъ процессъ не сопровождается совершеніемъ внѣшней работы, то кинетическая энергія воды переходитъ въ потенциальную, т. е. въ давленіе, и вода подъ давленіемъ удаляется въ нагнетательную трубу. Направленіе движенія воды въ насосѣ показано стрѣлками. Скорость выхода воды изъ насоса дѣлается сравнительно со скоростью воды на лопаткахъ подвижнаго колеса очень незначительной, именно около 2 м/с.

Для начала дѣйствія необходимо, чтобы насосъ былъ заполненъ водою. Напоръ воды въ нагнетательной трубѣ долженъ быть таковъ, чтобы можно было преодолѣть всю высоту нагнетанія и гидравлическія потери (треніе, удары) въ водопроводѣ и въ трубкахъ холодильника. Если этотъ напоръ очень великъ, то дѣлаютъ двухступенчатые насосы, т. е. на тотъ же валъ заклиниваютъ второй насосный дискъ, на который подводятъ воду съ перваго насоса. Во второй ступени производится дальнѣйшее сжатіе воды. Въ настоящее время строятъ

центробѣжные насосы даже для питанія котловъ, т. е. на давленіе 12—14 atm.

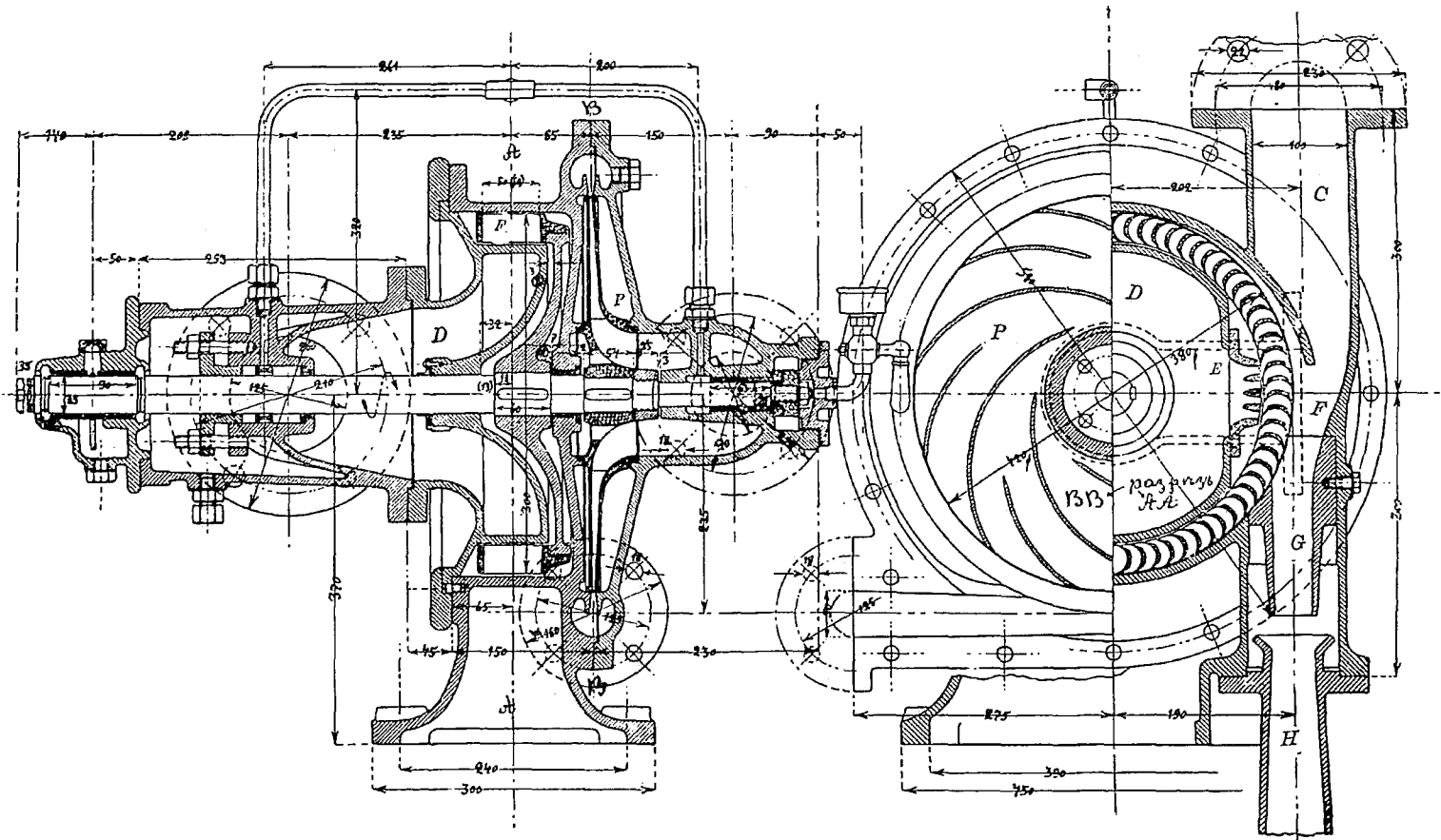
Продуктивность центробѣжнаго насоса зависитъ отъ числа оборотовъ насоса; центробѣжные насосы представляютъ теперь рыночный товаръ и почти всегда могутъ быть куплены немедленно на любую продуктивность.

§ 73. Насосы для откачиванія воздуха.

Обычными насосами для откачиванія воздуха являются поршневые насосы устройства тождественнаго съ цилиндромъ и золотникомъ паровой машины. При движеніи поршня въ одномъ направленіи въ одну полость всасывается воздухъ изъ конденсатора, а въ другой полости сжимается до давленія 1,05—1,1 atm., при которомъ воздухъ выталкивается въ атмосферу черезъ нагнетательный клапанъ. Вредное пространство цилиндра очень понижаетъ продуктивность работы такихъ насосовъ и вызываетъ примѣненіе особыхъ конструкцій золотниковъ, уменьшающихъ вліяніе вреднаго пространства. Вышеуказанными поршневыми насосами можно получить высокій вакуумъ въ конденсаторѣ лишь при условіи затраты большой работы на насосъ, поэтому въ установкахъ съ высокимъ вакуумомъ предпочитаютъ совершенно особые типы такъ называемыхъ водопеночныхъ насосовъ, появившихся въ послѣднее время. Среди этихъ насосовъ видное мѣсто занимаетъ насосъ Вестингаузъ-Леблана, который и изображенъ на фиг. 126. Труба *C* соединяетъ насосъ съ мѣстомъ, откуда отсасывается воздухъ. Въ среднюю полость *D* насоса подводится изъ центробѣжнаго насоса вода, которая можетъ выходить изъ мундштука *E* въ видѣ пучка тонкихъ пленокъ. Передъ мундштукомъ, изъ котораго выливаются съ большой скоростью пленки воды, проходятъ быстровращающіяся около оси насоса лопатки *F*, которыя разбиваютъ эти пленки. Вода изъ мундштука *E* бьетъ въ воздушную трубу и между пленками захватывается извѣстный объемъ откачиваемаго воздуха. Пленки воды въ силу собственнаго вѣса опускаются внизъ, смѣшиваясь съ воздухомъ въ вертикальной слегка суживающейся трубѣ *G*, въ которой вода пріобрѣтаетъ довольно значительную скорость отъ свободного паденія. Затѣмъ смѣсь попадаетъ въ расширяющійся диффузоръ *H*, гдѣ скорость воды уменьшается, а давленіе ея увеличивается (кинетическая энергія переходитъ въ потенциальную) до давленія, необходимаго для удаленія продуктовъ въ атмосферу (около 1,05—1,1 atm.).

Обычно дискъ съ лопатками, разбивающими водяныя пленки, сидитъ на одномъ валу въ непосредственномъ сосѣдствѣ съ центробѣжнымъ насосомъ, который откачиваетъ воду изъ конденсатора Леблана и посылаетъ ее въ воздушный насосъ описаннаго устройства.

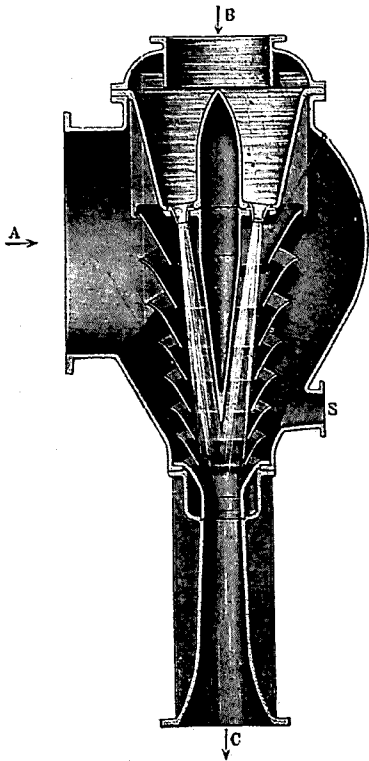
Помощью водопеночныхъ насосовъ имѣется возможность достигать очень высокаго разряженія до 96—98% (т. е. доводитъ давленіе въ конденсаторѣ до 0,02 atm.).



Фиг. 126.—Водоплочный воздушный насос, Вестингауз-Леблана. На томъ же валу центробѣжный насосъ P для подачи воды въ мунштукъ E.

§ 74. Устройства, объединяющія конденсаторъ смѣшенія и насосы: струйная конденсація.

Такъ называемая струйная конденсація, вошедшая въ жизнь главнымъ образомъ трудами Кёртинга (Германія), объединяетъ въ одно компактное цѣлое конденсаторъ смѣшенія и насосъ для откачиванія продуктовъ конденсаціи. Одинъ изъ наиболѣе современныхъ струйныхъ конденсаторовъ Кёртинга представленъ на фиг. 127—это много-



Фиг. 127.—Многоструйный конденсаторъ Кёртинга.

струйный конденсаторъ. Охлаждающая вода подается насосомъ сверху (труба *B*) и льется съ большой скоростью нѣсколькими струями въ камеру смѣшенія. Струи воды въ камерѣ смѣшенія окружены рядомъ коническихъ сопелъ, вставленныхъ одно въ другое. Паръ вводится въ камеру смѣшенія сбоку (труба *A*) и засасывается черезъ промежутки между конусами дѣйствіемъ струи воды. Внутри конусовъ происходитъ смѣшеніе пара съ водой и конденсація пара. Теплая смѣсь попадаетъ затѣмъ въ расширяющійся диффузоръ (*C*), въ которомъ скоростная энергія смѣси переходитъ въ потенциальную вслѣдствіе уменьшенія скорости, вызываемой уширеніемъ диффузора. Давленіе въ диффузорѣ достигаетъ 1,05—1,1 atm., такъ что вода и конденсатъ безъ помощи насосовъ выводятся въ атмосферу: нуженъ лишь одинъ насосъ для подачи охлаждающей воды (обычно это центробѣжный насосъ, работающій отъ электромотора). Приборъ долженъ быть поставленъ обязательно вертикально. Струйный конденсаторъ примѣнимъ и для машинъ и для

турбинъ, такъ какъ при большомъ расходѣ охлаждающей воды (40—70 kg на 1 kg пара при температурѣ холодной воды въ 15—25° C) можно достигнуть вакуума въ 90—93%, т. е. довести противодавленіе въ турбинѣ до 0,1—0,07 atm.

Кромѣ описаннаго, Кёртингомъ изобрѣтенъ еще струйный конденсаторъ, не требующій особаго насоса для подачи воды, ибо онъ обладаетъ всасывающимъ дѣйствіемъ. Это такъ называемый универсальный конденсаторъ. Высота всасыванія воды не должна превышать 3 метровъ. Приборъ ставится горизонтально.

Струйные конденсаторы имѣютъ довольно широкое распространеніе, особенно въ Англіи.

§ 75. Повторное охлаждение воды для конденсаціи.

Въ тѣхъ случаяхъ, когда охлаждающая вода для конденсаціи обходится дорого (напр., берется за плату изъ водопровода), или когда испытывается недостатокъ въ охлаждающей водѣ (напр., колодезь или источникъ съ малымъ расходомъ воды), то полезно теплую воду, которую мы получаемъ изъ конденсатора, охлаждать до температуры 25—30° и вновь примѣнять для тѣхъ же цѣлей, т. е. охлаждать конденсаторъ.

Охлажденіе воды обычно производится за счетъ отнятія теплоты отъ воды на испареніе нѣкотораго количества этой самой воды. Процессъ же испаренія производится тѣмъ, что мы приводимъ воду въ тѣсное соприкосновеніе съ сухимъ воздухомъ, который жадно поглощаетъ водяные пары. По закону, выраженному Дальтономъ, въ одномъ объемѣ можетъ заключаться одновременно и воздухъ и водяной парь, при чемъ барометрическое давленіе представляетъ сумму парціальныхъ давленій воздуха и паровъ воды. Напр., если взять воздухъ при 15° и 760 м/м ртутнаго столба давленія, и, если воздухъ будетъ вполне насыщенъ парами воды, то ихъ давленіе будетъ равно давленію насыщенія при 15°, т. е. $p_a = 12,7$ м/м ртутнаго столба, значитъ, парціальное давленіе воздуха будетъ $p_i = 747,3$ м/м ртутн. столба. Если же воздухъ будетъ совершенно сухой, то его давленіе будетъ очевидно равно барометрическому, т. е. $p_i = 760$ м/м ртутнаго столба.

По закону Дальтона сухой воздухъ, приходя въ тѣсное соприкосновеніе съ горячей водой, уноситъ съ собой объемъ пара, равный объему самого воздуха. Объемъ 1 кг воздуха при давленіи p равенъ $v = \frac{RT}{p}$ куб. м., гдѣ

T — абсолютная температура воздуха = $273 + t^\circ \text{C}$; R — постоянная, равная для сухого воздуха 29,3, и p — давленіе въ kg/m^2 (= $10000 p \text{ kg/cm}^2$).

Тотъ же самый объемъ водяныхъ паровъ будетъ унесенъ при соприкосновеніи сухого воздуха съ горячей водой. Если въсь 1 кг пара при давленіи, соотвѣтствующемъ температурѣ паровъ воды, есть γ kg/cbm , то въсь уносимыхъ 1 кг воздуха паровъ воды будетъ

$$\gamma v = \gamma \frac{RT}{p}.$$

Если теперь черезъ r обозначимъ теплоту парообразованія при давленіи, соотвѣтствующемъ температурѣ воды, то 1 кг воздуха уноситъ теплоты $q_a = r \gamma v = r \gamma \frac{RT}{p}$ ед. тепл.

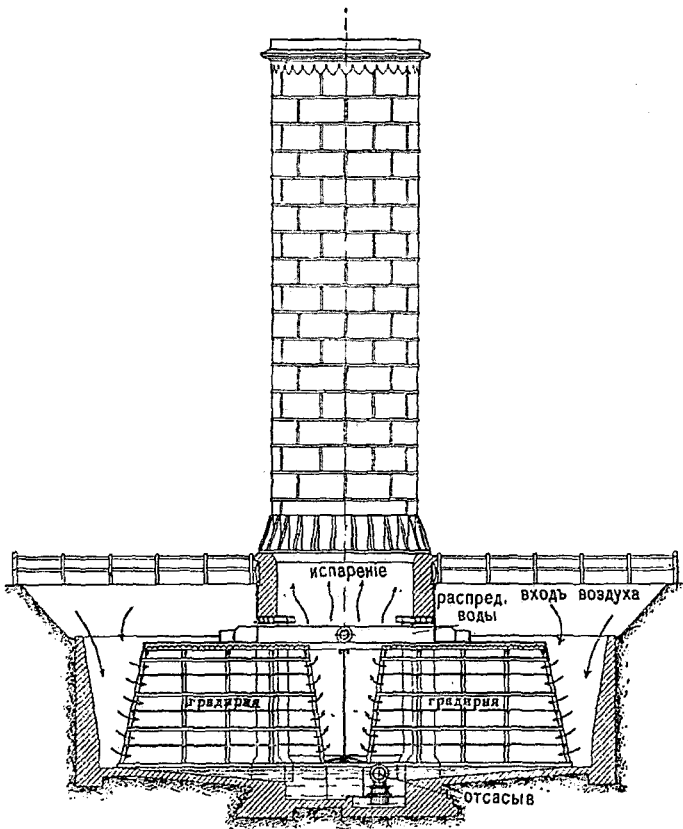
Если воздухъ не совершенно сухой, а на 1 кг содержитъ уже a кг паровъ воды, то онъ унесетъ, конечно, на ra ед. тепл. меньше, чѣмъ совершенно сухой воздухъ.

Кромѣ того, воздухъ, приходя въ соприкосновеніе съ горячей водой, самъ нагревается отъ температуры t_a внѣшняго воздуха до температуры t воды, что при теплоемкости воздуха 0,24 составитъ $q_n = 0,24(t - t_a)$ ед. тепл. на 1 кг воздуха.

Въ общемъ, значить, 1 kg воздуха уносить отъ горячей воды $q = q_a + q_n$ ед. теплоты. Если у насъ имѣется Q kg воды въ часъ при температурѣ t , а нужно охладить воду до температуры t_1 , то надо отъ воды отнять $Q(t - t_1)$ ед. теплоты въ часъ, т. е. пропустить около воды $\frac{Q(t - t_1)}{q}$ kg совершенно сухого воздуха.

Такимъ образомъ мы видимъ, что охлажденіе воды производится за счетъ испаренія нѣкоторой части ея. Въ общемъ можно считать, что около 3% всего количества воды испаряется при охлажденіи и должно быть восполнено со стороны. Это количество составляетъ какъ разъ расходъ пара машиною, ибо въ среднемъ на 1 kg пара мы расходуетъ 30—35 kg охлаждающей воды.

Наиболѣе простымъ способомъ охлажденія воды помощью воздуха является способъ бассейна съ фонтанами. На открытомъ мѣстѣ устраивается бассейнъ и въ него подводится теплая вода помощью насоса, при чемъ водопроводъ заканчивается цѣлымъ рядомъ узкихъ отверстій, изъ которыхъ вода бьетъ тонкими струйками въ воздухъ, и



Фиг. 128.—Башенный охладитель для повторнаго охлажденія воды (градирня).

охлажденная падаетъ въ бассейнъ, послѣ чего забирается вновь насосомъ для подачи на конденсаторъ. Работа насосовъ составляетъ 1,5—2% отъ всей работы машины.

Также часто употребляются для этой цѣли градирни или башенные охладители (фиг. 128). Теплая вода подается насосомъ въ распре-

дѣлительный деревянный желобъ, изъ котораго вода рядомъ тонкихъ струекъ стекаетъ въ ниже располагаемыя деревянные корыта, поставленныя одно подъ другимъ съ нѣкоторыми промежутками для прохода воздуха, который тутъ встрѣчаетъ тонкія струйки воды и охлаждаетъ ихъ. Охлажденная вода собирается въ самомъ низу градирни въ особомъ бассейнѣ, изъ котораго откачивается насосомъ на конденсацію. Для того, чтобы возбудить усиленный притокъ воздуха къ градирнѣ, сверху ставится деревянная башня, играющая роль дымовой трубы, т. е. возбуждающая тягу воздуха вслѣдствіе разности давленій воздуха при устьѣ трубы и внизу у входа воздуха и вслѣдствіе разности температуръ, такъ какъ внутри по башнѣ движется теплый воздухъ, имѣющій большой удѣльный объемъ и меньшій удѣльный вѣсъ, чѣмъ воздухъ наружный.

Площадь сѣченія боковыхъ входовъ для воздуха $F = 1/24 v$, гдѣ v есть объемъ необходимаго количества воздуха въ куб. метрахъ въ минуту. Площадь же сѣченія башни внизу у распределительнаго лотка берется $F_1 = 1/17 v$.

Въ случаѣ, если надо все сооруженіе сдѣлать компактнымъ, то тягу воздуха можно возбудить вентиляторами. На работу вентиляторовъ и на дѣйствіе насосовъ надо считать отъ 4,5—6% всей мощности машины, чѣмъ и опредѣляется стоимость охлажденной воды. На одну работу насосовъ идетъ около 2% мощности, остальное на вентиляторы, которые не являются обязательными и замѣняются башней.

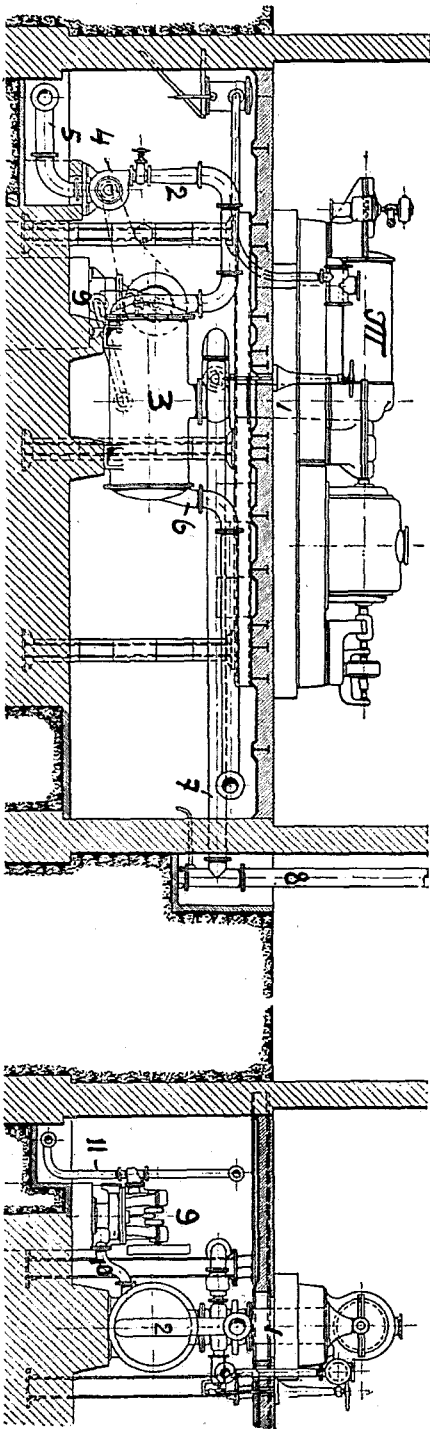
§ 76. Общее расположеніе конденсаціонныхъ устройствъ. Центральная конденсація.

Для сравненія рассмотримъ примѣрное общее размѣщеніе конденсаціонныхъ устройствъ для одной и той же паровой турбины при различныхъ системахъ конденсаціи: смѣшенія, поверхностной и струйной.

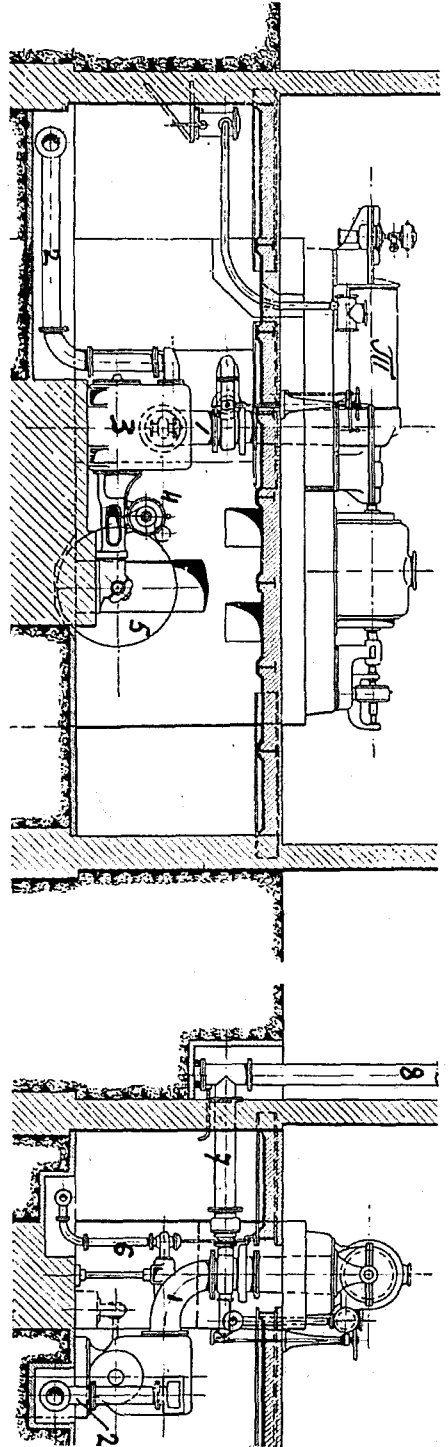
На фиг. 129 изображена установка турбины съ конденсаціей смѣшенія. Изъ турбины T отработанный паръ подводится къ конденсатору смѣшенія 3 при посредствѣ трубы 1. Непосредственно вмѣстѣ съ конденсаторомъ 3 помѣщается и мокровоздушный насосъ, приводимый въ дѣйствіе отъ электромотора 4 черезъ посредство шкива 5. Холодная вода въ конденсаторъ поступаетъ изъ водопровода 6, а продукты конденсаціи (теплая вода и воздухъ) откачиваются воздушнымъ насосомъ черезъ трубу 2. Трубы 7 и 8 служатъ для удаленія отработаннаго пара въ атмосферу въ случаѣ работы турбины безъ конденсаціи.

На фиг. 130 изображена турбина съ поверхностной конденсаціей. Изъ турбины T отработанный паръ поступаетъ въ конденсаторъ 3 по трубѣ 1. Конденсатъ удаляется черезъ трубу 10 помощью приводнаго мокро-воздушнаго насоса 9, который приводится въ дѣйствіе отъ того же электромотора, что и центробѣжный насосъ 4, который сосетъ охлаждающую воду по трубѣ 5 и гонитъ въ конденсаторъ по трубѣ 2. Теплая вода по трубѣ 6 уходитъ изъ конденсатора. Трубы 7 и 8 слу-

жатъ для удаленія отработаннаго пара въ атмосферу въ случаѣ бездѣйствія конденсаціи.



Фиг. 130.—Общее расположение поверхности конденсационной и при паровой турбинѣ.



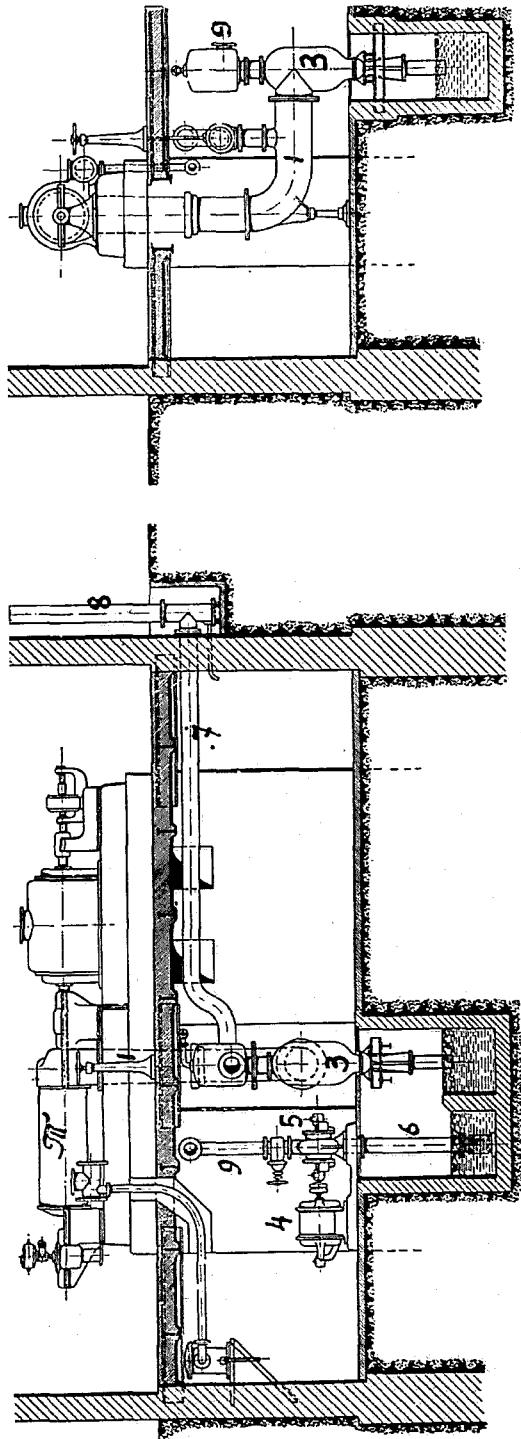
Фиг. 129.—Общее расположение конденсаціи смѣшанной при паровой турбинѣ.

На фиг. 131 та же турбина изображена со струйной конденсаціей Кертинга. Здѣсь сдѣланы слѣдующія обозначенія: *T*—турбина, 1—тру-

ба отработаннаго пара, 3—конденсаторъ Кертинга, изъ котораго продукты конденсаціи удаляются въ каналъ съ водой, 4—электромоторъ, 5—центробѣжный насосъ, засасывающій охлаждающую воду изъ канавы черезъ трубу 6 и нагнетающій ее черезъ трубу 9 къ струйному конденсатору, 7 и 8—трубы отработаннаго пара, выводящія въ атмосферу.

Если у насъ на силовой станціи имѣется нѣсколько машинъ или турбинъ, то конденсаціонное устройство можетъ быть сдѣлано или по вышеприведеннымъ схемамъ при каждой машинѣ отдѣльно, или же для всей станціи можетъ быть сдѣлано одно большое центральное конденсаціонное устройство. Послѣдній случай называется центральной конденсаціей. Центральная конденсація имѣетъ свои достоинства и свои недостатки.

Достоинствомъ центральной конденсаціонной системы является меньшая первоначальная стоимость устройства и меньшій уходъ и ремонтъ при дѣйствіи конденсаціи. Недостатками же являются слѣдующіе: во-первыхъ, часть турбинъ или машинъ является довольно значительно удаленными отъ конденсатора, вслѣдствіе чего по причинѣ гидравлическихъ сопротивленій въ трубахъ отработаннаго пара противодавленіе въ турбинахъ или машинахъ возрастаетъ, а слѣдовательно, ухудшается ихъ экономичность и мощность. Кромѣ того, разъ трубопроводы отработаннаго пара длиннѣе, то имѣютъ больше стыковъ (соединеній), и поэтому въ конденсаторъ засасывается большее количе-



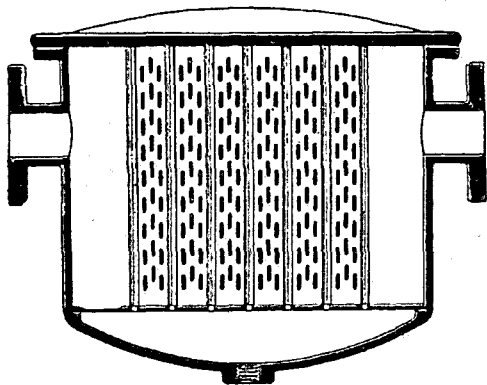
Фиг. 131.—Общее расположеніе струйной конденсаціи при паровой турбинѣ.

ство воздуха, чѣмъ при короткомъ трубопроводѣ. Въ результатѣ воздушные насосы должны имѣть большіе размѣры и требуютъ для своего дѣйствія бѣльшей затраты энергіи. Второй недостатокъ заключается въ томъ, что центральная конденсація должна рассчитываться по наибольшей одновременной мощноти станціи. Между тѣмъ въ дѣйствительности ей придется работать при значительно меньшей мощноти, часто составляющей 20—30% отъ максимальной. При этихъ условіяхъ механизмы насосовъ будутъ работать при значительной недогрузкѣ, т. е. тратить, относительно, гораздо больше энергіи на свое движеніе. Вышеуказанныя причины останавливаютъ обычно отъ устройства центральныхъ системъ конденсаціи, а даютъ предпочтеніе въ смыслѣ устройства отдѣльныхъ конденсаціонныхъ установокъ при каждой крупной машинѣ. Отработанный же паръ мелкихъ вспомогательныхъ механизмовъ направляютъ въ конденсаторы большихъ машинъ.

Въ случаѣ повторнаго охлажденія охлаждающей воды конденсаторовъ вполне цѣлесообразно ставить одинъ общій центральный охладитель, рассчитанный на максимальную мощноть всей станціи, такъ какъ это сопряжено будетъ съ меньшими затратами и не вызоветъ никакихъ неудобствъ.

§ 77. Очистка отработаннаго пара и конденсата отъ масла.

Если мы желаемъ примѣнить отработанный паръ паровыхъ машинъ для какихъ-либо цѣлей, напр., пустить на отопленіе или по охлажденіи пустить на питаніе котловъ, то необходимо предварительно очистить паръ отъ содержащагося въ немъ смазочнаго масла, увлекаемаго изъ паровыхъ цилиндровъ машины, такъ какъ масло, попадая въ трубопроводы или котель, разлагается съ выдѣленіемъ кислотъ, разъѣдающихъ стѣнки.

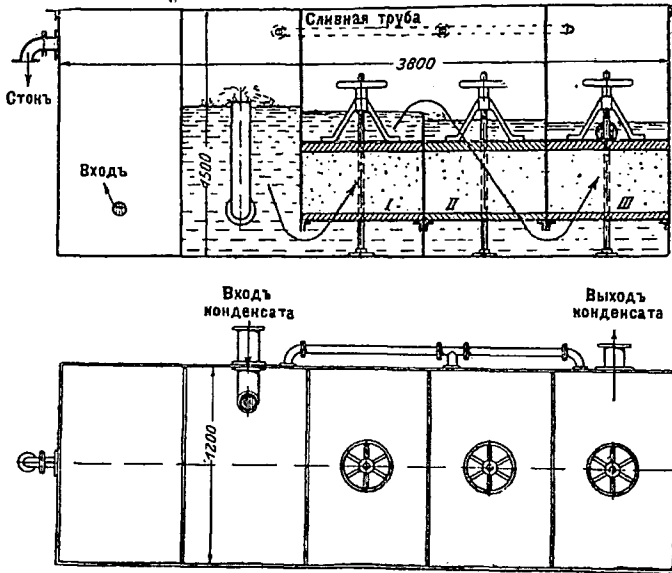


Фиг. 132.—Маслоотдѣлитель для отработаннаго пара паровыхъ машинъ.

Очистка пара отъ масла можетъ быть произведена помощью такъ называемыхъ механическихъ маслоотдѣлителей, примѣрное устройство которыхъ представляетъ фиг. 132. Подлежащій очисткѣ паръ поступаетъ въ закрытый сосудъ, гдѣ онъ долженъ проходить черезъ рядъ волно-

образно изогнутыхъ желѣзныхъ перегородокъ, снабженныхъ узкими щелями для прохода пара. Паръ многократно мѣняетъ въ маслоотдѣлитель свое направленіе и, соприкасаясь съ перегородками, оставляетъ на нихъ масло, которое стекаетъ въ нижнюю часть прибора, откуда и удаляется. Отфильтрованное масло послѣ очистки можетъ

быть вновь примѣнено для смазки машины. Относительно дѣйствія подобныхъ приборовъ слѣдуетъ сказать, что совершеннаго отдѣленія масла мы получить не можемъ; нѣкоторое количество масла во всякомъ случаѣ останется въ конденсатѣ или въ очищенномъ парѣ, и поэтому опасность развѣданія трубопроводовъ или котловъ остается, хотя и въ ослабленной степени. Кроме того, хороший маслоотдѣлитель представляетъ большое гидравлическое сопротивление, вслѣдствіе чего противодавленіе пара въ цилиндрѣ замѣтно повышается при наличіи маслоотдѣлителя и мощность машины и ея экономичность падаютъ. Этого нельзя не учитывать при постановкѣ маслоотдѣлителя.



Фиг. 133.—Масляный фильтръ для конденсата паровыхъ машинъ.

Для очистки теплой воды конденсаторовъ смѣшенія или жидкаго конденсата поверхностной конденсаціи служатъ фильтры, примѣръ которыхъ изображенъ на фиг. 133. Вода послѣдовательно проходитъ черезъ рядъ отсековъ, наполненныхъ фильтрующимъ веществомъ (главнымъ образомъ опилки); въ первомъ отдѣленіи фильтрующій матеріалъ берутъ крупнымъ и уменьшаютъ его крупность въ слѣдующихъ отдѣленіяхъ. Для хорошей фильтраціи скорость ея должна быть очень невелика, площадь фильтраціи слѣдуетъ дѣлать побольше. Такъ какъ фильтрующій матеріалъ очень скоро загрязняется, то конструкція фильтра должна быть такова, чтобы замѣна совершалась легко.

Такіе фильтры необходимы въ морскихъ установкахъ, гдѣ ради экономіи въ расходѣ прѣсной воды необходимо конденсатъ пускать на питаніе котловъ.

§ 78. Работа насосовъ и польза, приносимая конденсаціей.

Какъ было выведено въ соотвѣтствующихъ §§ главъ III и IV, въ случаѣ примѣненія конденсаціи расходъ пара уменьшается, т. е. ра-
Машиновѣдѣніе.

бота машины становится экономичнѣе. Эта выгода въ расходѣ пара можетъ быть въ круглыхъ цифрахъ оцѣнена въ 20—30% отъ полнаго расхода пара равномоцной машиной безъ конденсаціи. Однако, этому выигрышу въ расходѣ пара должна быть противопоставлена работа, затрачиваемая насосами, но послѣдняя не такъ велика, такъ что въ конечномъ результатѣ получается дѣйствительная экономія въ расходѣ пара и топлива у двигателей съ конденсаціей. Изъ ряда опытовъ Kisselbach'a можно дать слѣдующія среднія цифры мощности, идущей на работу насосовъ въ % отъ общей мощности установки:

для конденсаціи смѣшенія 0,6—2%
 то же съ повторнымъ охлажденіемъ воды . 1—3,5%
 для конденсаторовъ поверхностныхъ . . 0,2—0,7%
 то же съ повторнымъ охлажденіемъ воды 0,6—2%

Наивыгоднѣйшій вакуумъ въ холодильникѣ: для паровыхъ машинъ 0,25—0,3 atm., для турбинъ 0,05—0,03 atm. abs.

Глава VI. — Двигатели внутреннего сгорания.*)

§ 79. Принципъ дѣйствія двигателей внутреннего сгорания.

Въ разсмотрѣнныхъ паровыхъ установкахъ для превращенія теплоты топлива въ механическую работу двигателя пользуются посредствующимъ тѣломъ—водянымъ паромъ и для добыванія его установка должна имѣть особый приборъ—паровой котель, который не свободенъ отъ потерь и лишь 70—80% теплоты топлива обращаетъ въ теплоту пара. При обращеніи теплоты пара въ механическую работу также происходитъ рядъ тепловыхъ потерь, такъ что въ заключеніе утилизируется двигателемъ максимумъ 18—20% теплоты топлива.

Въ двигателяхъ внутреннего сгорания освобождаютъ теплоту топлива непосредственно въ самой машинѣ, напр., въ цилиндрѣ. Для этой цѣли топливо вводится внутрь цилиндра, соединяется тамъ съ необходимымъ количествомъ воздуха и сжигается. Результатомъ сжиганія является повышеніе температуры продуктовъ сгорания и вмѣстѣ съ тѣмъ и упругости этихъ продуктовъ, ибо $p\nu = RT$ (по закону Мариотта) и, слѣдовательно, $p = \frac{RT}{\nu}$; поэтому если при сохраненіи объема ν , занимаемаго газами, мы увеличимъ ихъ температуру T , то одновременно повысится и упругость газовъ p . Величина же R есть газовая постоянная.

Подъ вліяніемъ увеличившейся упругости продуктовъ сгорания поршень приходитъ въ движеніе и производитъ механическую работу.

Совершенно очевидно, что принципъ внутреннего сгорания можно провести не только по отношенію къ поршневымъ двигателямъ, но и къ ротативнымъ, т. е. турбинамъ. Именно, мы можемъ сжиганіе топлива производить передъ сопломъ, въ которомъ продукты горѣнія будутъ расширяться и, вытекая съ значительной скоростью, произво-

*) Для болѣе основательнаго изученія рекомендую книги:

Г. Гюль днеръ. Двигатели внутреннего сгорания. 1907, или болѣе кратко

С. Валдинъ. Двигатели внутреннего сгорания. 1910.

А. Чолкли. Двигатели Дизеля. 1912.

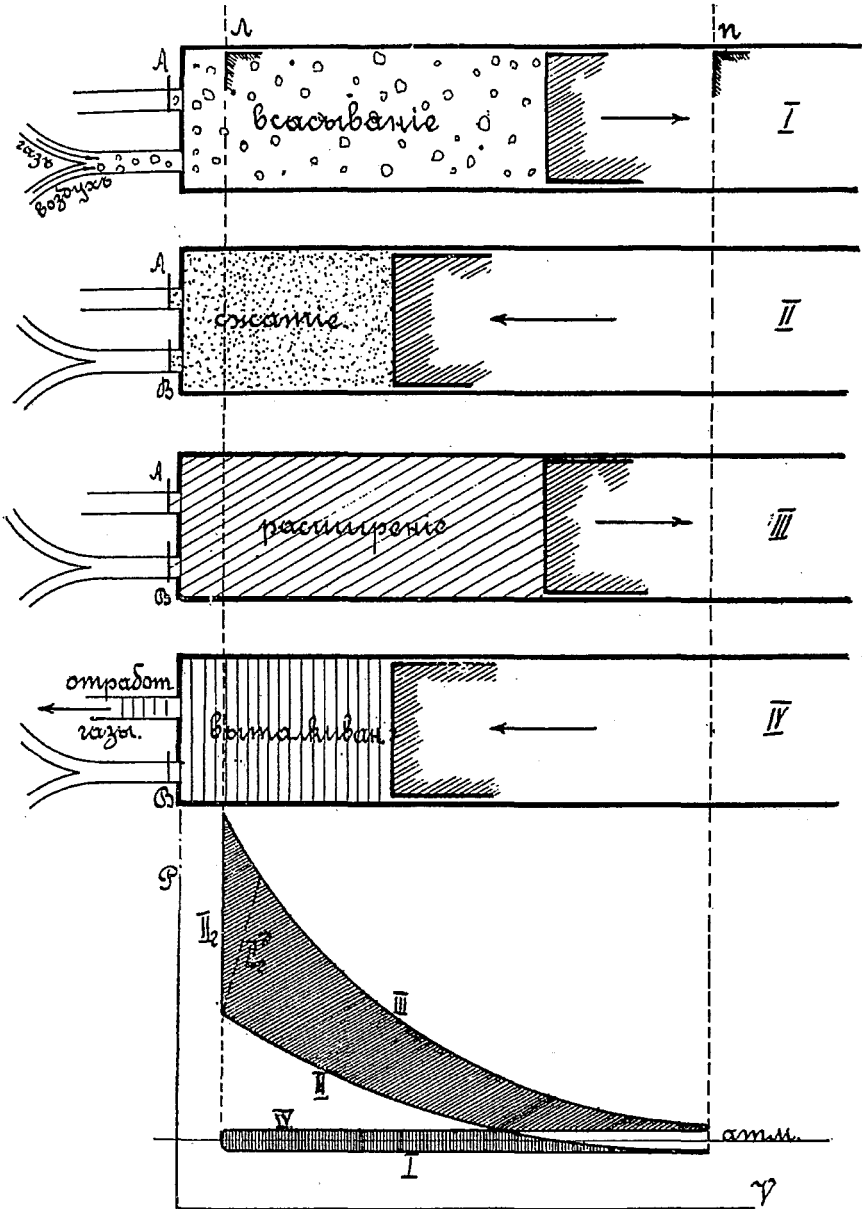
дить давленіе на лопатки турбиннаго диска, приводящаго въ вращеніе валъ турбины. Надо сказать, что эта мысль почти столь же стара, какъ и мысль объ устройствѣ поршневыхъ двигателей внутренняго сгорания.

Первыя попытки построить двигатель внутренняго сгорания для промышленныхъ цѣлей относятся еще къ 1678—1688 годамъ, когда цѣлый рядъ изобрѣтателей, среди которыхъ находимъ имена знаменитыхъ Гюйгенса и Дениса Папина (изобрѣтателя котла и атмосферической паровой машины), пытались примѣнить въ качествѣ топлива для двигателя внутренняго сгорания порохъ. Попытки эти успѣха не имѣли, и единственными машинами внутренняго сгорания, дѣйствующими порохомъ, и по сіе время является лишь разнаго рода огнестрѣльное оружіе. Въ 1791 г. англичанинъ Джонъ Барберъ заявилъ патентъ на первую газовую турбину, которая родилась, такимъ образомъ, почти одновременно съ пороховымъ двигателемъ. Далѣе слѣдуетъ цѣлый рядъ изобрѣтателей, проектировавшихъ устройство различныхъ машинъ внутренняго сгорания, но какъ первый годный для промышленности двигатель приходится отмѣтить впервые двигатель француза Ленауара, построенный въ 1860 году, и подобный ему, но значительно усовершенствованный двигатель Отто (въ Кельнѣ) 1861—1862 г. Двигатель Отто явился прототипомъ цѣлаго класса двигателей внутренняго горѣнія, и принципы Отто живы и сейчасъ. Двигатель Отто предназначенъ для газообразнаго топлива (свѣтильный газъ и т. п.). Что же касается примѣненія жидкаго топлива, то здѣсь слѣдуетъ отмѣтить работы инженера Рудольфа Дизеля (1893—1897), создавшаго цѣлый классъ экономичнѣйшихъ двигателей, носящихъ его имя; въ усовершенствованіи двигателя Дизеля нельзя не отмѣтить трудовъ Аугсбургскаго и Нюренбергскаго машиностроительныхъ заводовъ (MAN), прекрасно выработавшихъ конструкцію двигателей Дизеля.

§ 80. Цикль Отто (мгновенное горѣніе; четырехтактный цикль).

Разсмотримъ теперь принципиальную сторону дѣйствія двигателей, работающих по принципамъ, выработаннымъ Отто. Предположимъ, что у насъ имѣется цилиндръ (фиг. 134), въ которомъ находится плотно пригнанный поршень, передающій движеніе на валъ машины; цилиндръ снабженъ трубами, подводящими къ цилиндру воздухъ и газообразное топливо, и трубою для выпуска продуктовъ горѣнія въ атмосферу. На этихъ трубахъ имѣются клапаны или краны, помощью которыхъ можно разобщить рабочую полость цилиндра отъ вышеупомянутыхъ трубъ. Работа машины совершается слѣдующимъ образомъ: сначала поршень стоитъ въ крайнемъ лѣвомъ положеніи (*а*), кранъ *В* открытъ, кранъ *А* на выхлопной трубѣ закрытъ. Начнемъ двигать поршень посторонней силой въ направленіи стрѣлки, т. е. заставимъ его совершить первый ходъ или тактъ (*I*). Подъ влияніемъ того, что поршень будетъ освобождать рабочую полость, въ

ней произойдет некоторое понижение давления ниже атмосферного, что и обеспечить поступление в цилиндр воздуха и топлива, которые будут всасываться через открытый крань *B*. Таким образом



Фиг. 134. Схема работы четырехтактного двигателя Отто (мгновенное горѣние).

къ концу хода поршня, когда онъ придетъ въ крайнее правое положение (*n*), цилиндръ наполненъ смѣсью газа и воздуха. Если мы этотъ процессъ заполнения цилиндра изобразимъ графически въ осяхъ давления (*P*) и объемовъ (*V*), то онъ выразится на диаграммѣ прямой (I), параллельной оси объемовъ *V* и лежащей чуть ниже атмосферной прямой.

Обратное движеніе поршня изъ (н) въ (а), изображенное на эскизѣ II (второй тактъ), происходитъ при закрытыхъ клапанахъ А и В. Засосанная за предыдущій тактъ смѣсь воздуха и горючаго подвергается сжатію. Поршень, конечно, и при этомъ тактѣ движется какой-то внѣшней силой, напр., мы вручную вращаемъ валъ двигателя. На діаграммѣ сжатіе изобразится линіей II, изъ которой видно, что давленіе увеличивается съ уменьшеніемъ объема. Этотъ процессъ сжатія происходитъ приблизительно по закону $pv^{1.4} = \text{const}$; конечное давленіе сжатія зависитъ отъ объема вреднаго пространства, т. е. объема между поршнемъ и крышкой при положеніи поршня (а); чѣмъ меньше вредное пространство, тѣмъ сильнѣе будетъ сжатіе. О томъ, до какой степени можно доводить сжатіе, будетъ сказано въ слѣдующихъ параграфахъ.

Когда теперь въ концѣ II такта поршень приходитъ въ мертвое положеніе (а), то мы помощью особаго прибора производимъ воспламенение сжатой горючей смѣси. Сгораніе происходитъ мгновенно, вслѣдствіе чего мгновенно же повышается температура газовъ и ихъ упругость. На діаграммѣ это выражается мгновеннымъ скачкомъ давленія вверхъ при мертвомъ положеніи поршня (а)—линія II г.

Вслѣдствіе повышенія упругости внутри цилиндра слѣдующій ходъ поршня—тактъ III—происходитъ уже подъ дѣйствіемъ давленія газовъ на поршень. Этотъ ходъ поршня происходитъ при закрытыхъ клапанахъ А и В и во время него, въ виду освобожденія поршнемъ при его движеніи новыхъ объемовъ рабочей полости,—происходитъ расширение продуктовъ сгоранія. На діаграммѣ это выражается линіей III, законъ построенія которой приблизительно $pv^{1.4} = \text{const}$.

Наконецъ, четвертый ходъ поршня происходитъ при открытомъ выхлопномъ кранѣ А; продукты сгоранія выталкиваются въ атмосферу при давленіи нѣсколько выше атмосфернаго, которое остается постояннымъ за время хода поршня IV. На діаграммѣ этотъ процессъ выражается линіей IV, параллельной оси объемовъ и лежащей чуть выше атмосферной линіи.

Послѣ совершенія 4-го хода поршня процессъ начинается опять со всасывающаго хода. За время рабочаго хода (III) машина получаетъ такую скорость, что теперь ходы IV, I и II совершаются уже не посторонней силой, а за счетъ живой силы вращенія вала и другихъ частей (маховика), накопленной за время хода III.

Среднія значенія температуръ въ различные моменты цикла приблизительно слѣдующія:

Начало сжатія	100—125° C
Конецъ сжатія	500—600°
Горѣніе	∞ 1500°
Выпускъ (начало)	400—500°

Какъ было изложено выше, весь процессъ въ рабочей полости цилиндра происходитъ за 4 хода поршня (такта). Поэтому двигатели, работающіе по указанному принципу, называются четырехтактными.

§ 81. Полезное дѣйствіе машинъ Отто.

Тепловое полезное дѣйствіе машинъ Отто можетъ быть выражено такъ: если температура въ цилиндрѣ при горѣніи будетъ T_1 , а при выпускѣ въ атмосферу продуктовъ сгорания T_2 , то это значитъ, что въ самой машинѣ использовано количество теплоты $Q_2 = c(T_1 - T_2)$ на 1 kg газовъ. Теплосодержаніе же 1 kg газа при температурѣ T_1 есть $Q_1 = cT_1$, гдѣ въ томъ и въ другомъ случаѣ c есть средняя теплоемкость газовъ *). Отношеніе $\frac{Q_2}{Q_1}$ и является мѣриломъ использованія теплоты машиною, т. е. тепловымъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія машины η_m , т. е. $\eta_m = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$.

Поэтому машина является тѣмъ выгоднѣе, чѣмъ T_2 меньше и чѣмъ T_1 выше. Понизить T_2 очень сильно нельзя, разъ мы выпускаемъ продукты сгорания въ атмосферу, но T_1 мы легко можемъ повысить, увеличивая степень предварительнаго сжатія горючей смѣси, такъ какъ смѣсь при сжатіи нагревается тѣмъ сильнѣе, чѣмъ сильнѣе сжатіе, а T_1 является результатомъ не только выдѣленія тепла при горѣніи топлива, но и первоначальной температуры въ моментъ начала горѣнія. Зависимость между η_m и величиною предварительнаго сжатія въ цилиндрѣ p_c показана въ слѣдующей табличкѣ **).

$p_c = 2$	4	6	8	atm. abs
$\eta_m = 0,248$	0,434	0,520	0,574	

Такимъ образомъ повышение сжатія p_c смѣси очень полезно. Однако надо имѣть въ виду, что при слишкомъ сильномъ повышеніи сжатія p_c , т. е. и температуры смѣси при сжатіи, можетъ произойти самовоспламененіе топлива до достиженія поршнемъ мертваго положенія, вслѣдствіе чего работа машины будетъ нарушена. Поэтому выбирая p_c возможно большимъ, мы однако должны имѣть въ виду и свойства того топлива, которымъ работаетъ двигатель, и выбирать p_c такимъ, чтобы безусловно обезпечить себя отъ самовозгорания горючей смѣси до достиженія мертвой точки II такта. При характеристикѣ различныхъ топливъ нами будетъ указана величина допускаемаго p_c .

Выведенный коэффициентъ полезнаго дѣйствія η_m является только идеальнымъ. Въ дѣйствительности же использованіе теплоты машинами Отто бываетъ значительно ниже, именно $\eta_i = \eta_g \eta_m$, при чемъ значеніе коэффициента $\eta_g = 0,5 - 0,75$. Это зависитъ отъ нѣсколькихъ причинъ: во-первыхъ, горѣніе не происходитъ въ цилиндрѣ мгновенно, а занимаетъ нѣкоторое время, т. е. происходитъ уже во время движенія поршня, вслѣдствіе чего происходитъ сразу же и расширеніе про-

*) c для простоты полагаемъ постоянной.

**) Эти значенія η_m получаются въ предположеніи, что въ уравненіи расширенія и сжатія $pv^k = \text{const } k = 1,4$ (см. Гюльдверъ, стр. 136).

дуктовъ горѣнія, а это вызываетъ отклоненіе линіи горѣнія на діаграммѣ (фиг. 134) изъ положенія II, въ положеніе II', (пунктиръ), вслѣдствіе чего уменьшается полнота діаграммы, т. е. уменьшается утилизація теплоты. Во-вторыхъ, горѣніе можетъ происходить въ цилиндрѣ не совершенно, т. е. не все введенное топливо сгоритъ или сгоритъ такъ, что въ продуктахъ горѣнія останутся частицы, которыя еще могутъ горѣть съ выдѣленіемъ теплоты. Въ третьихъ, нашъ цилиндръ не нетеплопроводенъ, вслѣдствіе чего часть теплоты передается черезъ стѣнки въ атмосферу (или въ охлаждающую воду).

Наконецъ, машина Отто расходуетъ часть работы на преодоленіе работы вредныхъ сопротивленій тренія. Поэтому необходимо еще вводить механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія η_m , который для машинъ Отто никогда не достигаетъ величины того же коэффициента въ паровыхъ машинахъ, а остается въ предѣлахъ 0,8—0,85. Причиной этого является то, что давленія на поршень въ машинѣ Отто велики (18—20 atm), а вслѣдствіе этого велика и сила тренія въ частяхъ передачи.

Экономическій коэффициентъ $\eta_p = \eta_i \cdot \eta_m$ все таки для двигателей Отто выше, чѣмъ для паровыхъ двигателей, напр., при $\eta_m = 0,5$, $\eta_p = 0,6$ и $\eta_m = 0,85$ получаемъ использованіе теплоты $\eta_p = 0,255$, т. е. выше, чѣмъ у лучшихъ машинъ, работающих паромъ. Но здѣсь надо еще имѣть въ виду, что само топливо для двигателей Отто стоитъ часто относительно дороже, результатомъ чего и является возможность конкуренціи этихъ двухъ типовъ двигателей.

Относительно индикаторной діаграммы двигателя Отто (фиг. 134) замѣтимъ еще, что верхняя площадка (косая штриховка) выражаетъ работу, получаемую 1 кв. сант. площади поршня за 1 рабочей ходъ поршня. Нижняя же площадка (прямая штриховка) выражаетъ собою работу, затраченную на 1 кв. сант. поршня для совершенія подготовительныхъ ходовъ (всасываніе и выталкиваніе). Поэтому 1 кв. сант. поршня за 1 рабочей ходъ даетъ въ дѣйствительности работу, выражаемую разностью этихъ двухъ площадокъ. Однако отмѣтимъ, что нижняя площадка обычно получается очень незначительной и при грубыхъ подсчетахъ можетъ быть не принимаема во вниманіе (на діаграммахъ, снятыхъ съ природы, линіи I и IV почти сливаются въ одну линію).

§ 82. Топливо для двигателей Отто: свѣтильный и силовой газы.

Для осуществленія цикла Отто пользуются или газообразнымъ топливомъ или жидкимъ, обращеннымъ въ газообразное состояніе. Здѣсь мы рассмотримъ исключительно газообразное топливо.

Съ момента появленія двигателей Отто въ качествѣ топлива примѣнялся свѣтильный газъ, представляющій продуктъ сухой перегонки каменнаго угля (получается при накаливаніи угля въ ретортѣ: изъ угля выходятъ газообразныя вещества—свѣтильный газъ,—а въ

ретортѣ остается коксъ, представляющій собою почти чистый угле-родь). Главными составными частями свѣтильнаго газа являются ме-танъ CH_4 (болотный газъ) и свободный водородъ H_2 . Кроме того, въ составъ свѣтильнаго газа входитъ небольшое количество окиси угле-рода (CO), тяжелыхъ углеводородовъ (C_mH_n), углекислоты (CO_2) и азо-та (N_2). Средній химическій составъ свѣтильнаго газа данъ ниже:

CH_4 —34,2⁰/о; H_2 —46,2⁰/о; CO —8,9⁰/о; C_mH_n —5,1⁰/о; CO_2 —3⁰/о; N_2 —2,8⁰/о.

Теплотворная способность (полезная) свѣтильнаго газа на 1 куб. метръ (при удѣльномъ вѣсѣ 0,44 kg/cbm) составляетъ 4500—6000 ед. тепл. въ зависимости отъ состава газа. Для сжиганія свѣтильнаго газа обыкновенно на 1 часть газа засасываютъ въ цилиндръ 7 частей воз-духа (по объему). Температура самовоспламененія такой горючей смѣси около 600° С и въ зависимости отъ этого получается допустимое сжа-тіе не выше $p_c = 6 \text{ atm abs}$. Среднее индикаторное давленіе, получае-мое при этихъ условіяхъ изъ индикаторной діаграммы, лежитъ въ пре-дѣлахъ 4,5—5,5 kg/cm² (или atm).

Въ настоящее время свѣтильнымъ газомъ, какъ топливомъ, поль-зуются только въ большихъ городахъ, гдѣ есть газовые заводы и бе-рутъ газъ непосредственно изъ газопровода. Устраивать малые газовые заводы для отдѣльныхъ двигателей крайне невыгодно по сравненію съ полученіемъ такъ называемаго силового газа помощью газогенера-торовъ. Поэтому послѣдній способъ добыванія топлива для двигателей Отто находить все болѣе и болѣе широкое примѣненіе.

Силовой газъ получается, если мы ведемъ процессъ сжиганія какого-либо твердаго топлива при недостаточномъ притокѣ воздуха и при подводѣ въ поясъ горѣнія нѣкотораго количества водяныхъ па-ровъ. Вслѣдствіе недостаточности притока воздуха въ продуктахъ сго-ранія у насъ получается большое количество окиси углерода, а отъ разложенія водяного пара отъ высокой температуры пояса горѣнія получается въ продуктахъ горѣнія свободный водородъ въ довольно большомъ количествѣ. Самый процессъ приготовленія силового газа происходитъ въ такъ называемыхъ газогенераторахъ, устройство кото-рыхъ описано въ слѣдующемъ параграфѣ. Средній составъ силового газа приведенъ ниже:

Окиси углерода CO	23 ⁰ /о
Свободнаго водорода H_2	17 ⁰ /о
Метана CH_4	3 ⁰ /о
Углекислоты CO_2	5 ⁰ /о
Азота N_2	52 ⁰ /о

Средній удѣльный вѣсъ силового газа, вслѣдствіе содержанія CO , больше, чѣмъ свѣтильнаго газа, и равенъ около 0,84 kg/cbm. Тепло-творная способность 1 cbm силового газа 1000—1200 ед. тепл. (полез-ная). Горючая смѣсь для сжиганія въ двигателѣ образуется такъ, что берутъ на 1 объемную часть газа отъ 1 до 2 объемныхъ частей воздуха. Температура самовоспламененія горючей смѣси при

сжатіи около 800°, т. е. выше, чѣмъ для свѣтильнаго газа. Поэтому давленіе въ концѣ сжатія p_c допускаютъ до 11—12 atm abs. Среднее индикаторное давленіе изъ индикаторной діаграммы получается отъ 4,25—5 atm.

Для производства силового газа главнымъ образомъ примѣняютъ сорта угля, содержащіе весьма мало летучихъ продуктовъ, т. е. главнымъ образомъ антрацитъ и коксъ. Но при надлежащемъ устройствѣ генераторовъ возможно использовать и другіе сорта топлива, какъ-то: каменный и бурый уголь, торфъ, а также антрацитовую и коксовую мелочь и даже изгарь изъ дымовыхъ коробокъ паровозовъ.

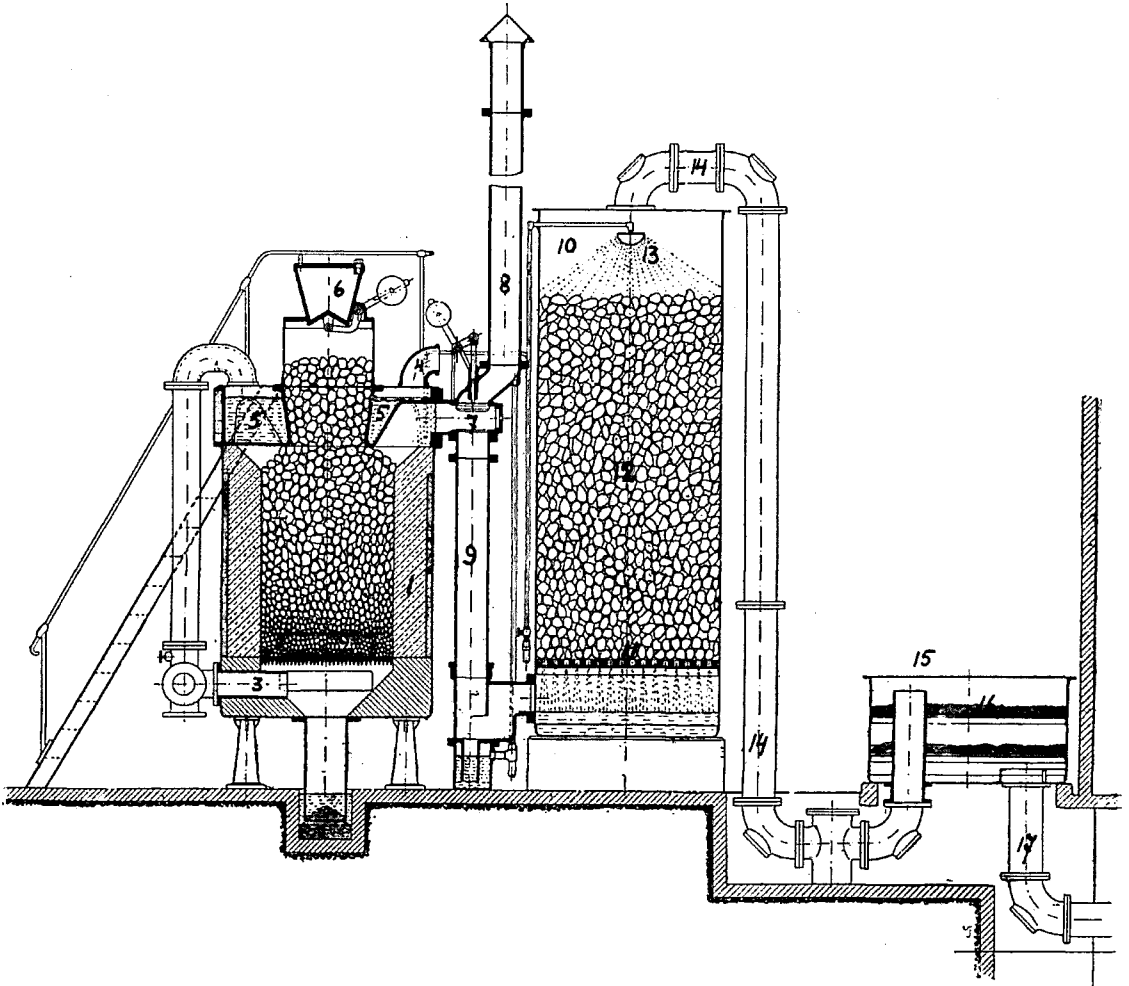
Кромѣ свѣтильнаго и силового газа для работы газовыхъ двигателей примѣняютъ еще такъ называемые индустріальные газы, т. е. отработанные газы доменныхъ или коксовыхъ печей. Эти газы потребляются обычно на мѣстѣ, а потому не имѣютъ того широкаго значенія, что силовой газъ, и здѣсь не разсматриваются. Примѣняются они для машинъ очень большой мощности.

§ 83. Устройство генераторовъ силового газа.

а) Генераторы для кокса и антрацита.

Вся генераторная установка состоитъ изъ слѣдующихъ частей (фиг. 135). Генераторъ (1) представляетъ собою желѣзный цилиндръ, выложенный внутри огнеупорнымъ кирпичомъ. Топливо забрасывается внутрь цилиндра сверху и лежитъ очень толстымъ слоемъ на колосниковой рѣшеткѣ (2). Въ верхней части генератора установленъ чугунный сосудъ (5), представляющій крышку генератора; сосудъ этотъ до извѣстнаго уровня наполненъ водой, которая испаряется, такъ какъ сосудъ подогревается снизу газами генератора. Воздухъ, необходимый для горѣнія, входитъ по трубѣ 4 въ паровое пространство котелка 5, захватываетъ тамъ водяные пары, и эта смѣсь направляется черезъ трубу (3) въ закрытое поддувало генератора. Горѣніе происходитъ только около колосниковой рѣшетки (2), а полученный силовой газъ отходитъ черезъ слой топлива къ клапану (7) на газопроводѣ. Загрузка топлива внутрь генератора производится черезъ загрузочный конусъ 6, который имѣетъ верхнюю крышку и нижнюю крышку, постоянно закрываемую дѣйствіемъ противовѣса. Для загрузки топлива открываютъ верхнюю крышку и засыпаютъ загрузочный конусъ топливомъ—антрацитомъ или коксомъ, отдѣльные кусочки котораго должны имѣть величину примѣрно грецкого орѣха—(такъ называемый „орѣшникъ“). Затѣмъ накрываютъ наглухо верхнюю крышку и открываютъ нижнюю, поворачивая рычагъ съ противовѣсомъ, при чемъ топливо высыпается внутрь генератора. Такая сложная загрузка топлива необходима для того, чтобы не выпускать генераторнаго газа въ атмосферу, такъ какъ газъ, содержащій окись углерода, очень ядовитъ. Поступленіе воздуха и пара въ поддувало обезпечивается всасывающимъ дѣйствіемъ самого двигателя.

Отъ клапана (7) на газопроводѣ силовой газъ или направляется въ атмосферу по трубѣ (8) при пускѣ генератора въ ходъ, или же при дѣйствіи машины идетъ по трубѣ 9 къ особому прибору, называемому мокрымъ очистителемъ или скрубберомъ. Назначеніе скруб-



Фиг. 135.—Разрѣзъ устройства генератора силового газа (для кокса или антрацита).

бера охладить горячій силовой газъ, полученный въ генераторѣ, и очистить его отъ механическихъ примѣсей (частицъ угля), которыя газъ захватываетъ, проходя черезъ слой топлива. Мокрый очиститель представляетъ собою желѣзный сосудъ (10), въ которомъ на колосниковой рѣшеткѣ (11) наваленъ толстый слой крупныхъ кусковъ кокса (12), представляющаго, благодаря пористости, прекрасное фильтрующее вещество. Для того, чтобы силовой газъ не только фильтровался, но и охлаждался при проходѣ черезъ скрубберъ, въ верхней части

скруббера устанавливаютъ водяной душъ (13), брызжущій на коксъ холодную воду изъ водопровода. Отработанная вода уводится вонъ изъ нижней части скруббера.

Очищенный и охлажденный силовой газъ изъ скруббера отсасывается по трубѣ 14. При прохожденіи скруббера газъ увлекаетъ нѣкоторое количество воды, которая и должна быть теперь удалена изъ газа. Это производится въ сухомъ очистителѣ или фильтрѣ 15. Фильтръ 15 представляетъ собою сосудъ, въ которомъ на горизонтальныхъ дырчатыхъ перегородкахъ лежатъ слои древесныхъ опилокъ (16), обладающихъ большою гигроскопичностью, т. е. способностью поглощать воду. Пройдя черезъ опилки, силовой газъ становится сухимъ и годнымъ для работы двигателя Отто, куда онъ и отсасывается по трубѣ 17.

Работа генератора, какъ мы уже указали, поддерживается исключительно всасывающимъ дѣйствіемъ самого двигателя, который въ этомъ случаѣ носитъ названіе „газовсасывающаго“. При разводкѣ генератора двигатель сначала не работаетъ, такъ какъ силовой газъ хорошаго состава получается только уже при пропусканіи черезъ топливо паровъ воды, т. е. когда режимъ генератора вполнѣ устанавится. Для того же, чтобы наладить горѣнія въ генераторѣ, при пускѣ его въ ходъ приходится вдвухъ одинъ воздухъ помощью ручного (или приводнаго) вентилятора, не показаннаго на фиг. 135, но хорошо виднаго на табл. IV, на которой изображенъ наружный видъ газогенераторной установки.

Полезное дѣйствіе газогенераторной установки, идущей на коксъ или антрацитѣ, можно принимать около 0,75—0,8, т. е. около 20—25% теплоты топлива теряется на потери отъ несовершенства и неполноты горѣнія и на потери лученспусканія.

Что касается размѣровъ приборовъ, то въ среднемъ можно принимать на 1 лощ. силу установки:

Площадь колосниковой рѣшетки генератора 45 см².

Объемъ генератора для антрацита 3 куб. дециметра

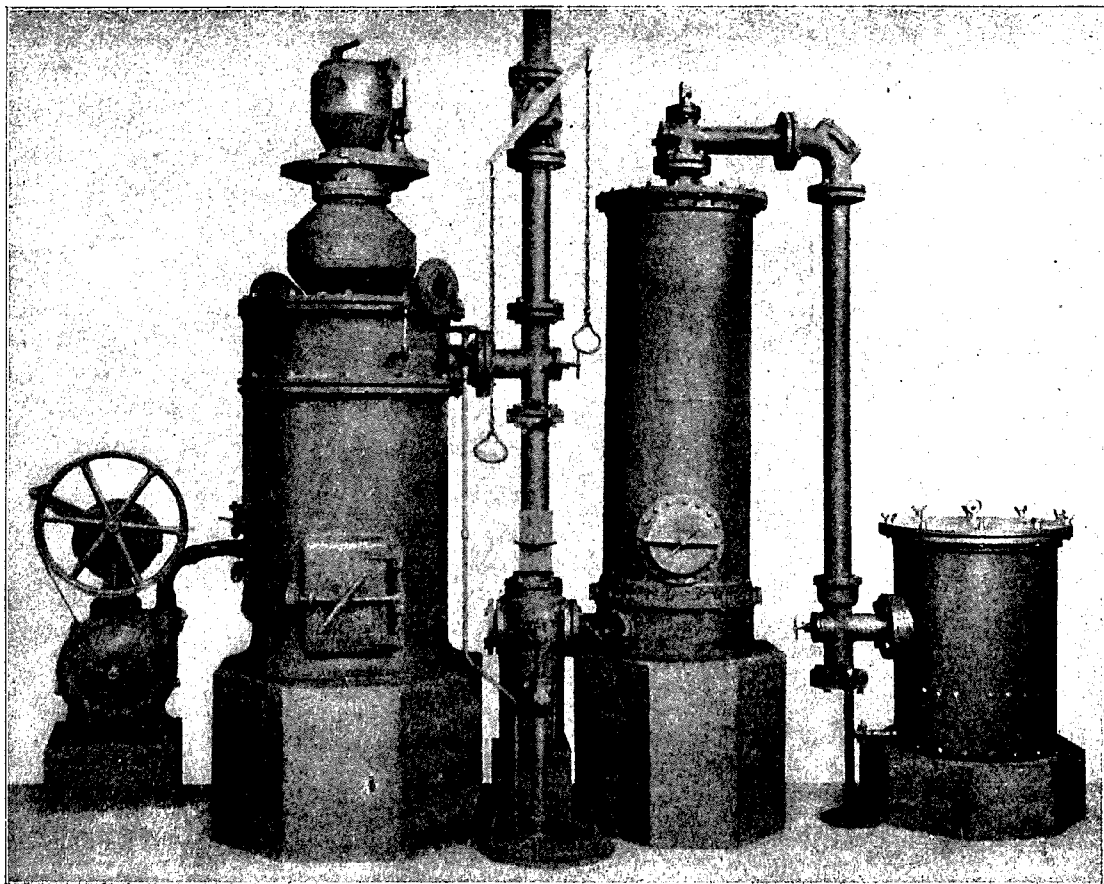
„ „ „ кокса 5 „ „

„ скруббера „ „ 20—30 „ „

„ фильтра „ „ 5—15 „ „

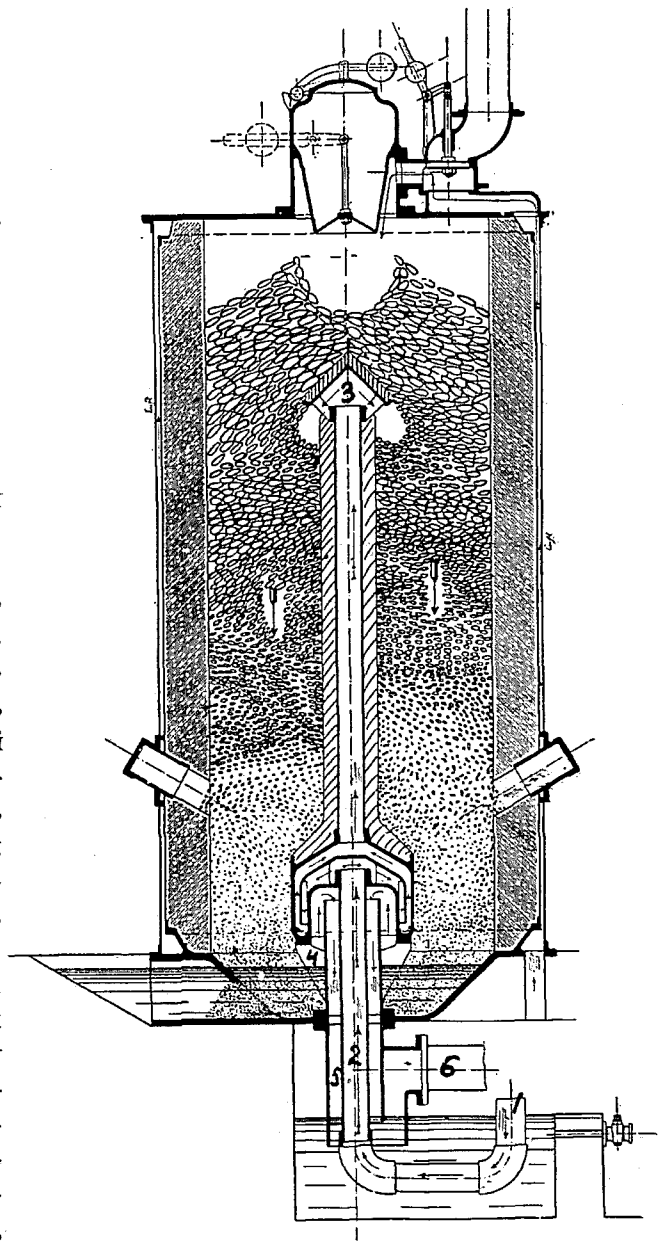
б) Генераторъ для топлива, содержащаго смолистыя вещества (каменный и бурый уголь, торфъ и т. п.).

Генераторъ для этихъ специальныхъ сортовъ топлива изображенъ на фиг. 136. Генераторъ загружается топливомъ черезъ верхній загрузочный конусъ обычнымъ способомъ, но колосниковой рѣшетки генераторъ не имѣетъ и топливо заваливается прямо на дно генератора, снабженное для чистки отверстиемъ, которое при работѣ генератора герметически закрывается слоемъ воды, налитымъ въ нижнюю часть генератора. Горѣнія происходитъ въ нижней части генератора (свѣтлая зона на чертежѣ). Воздухъ



Газогенераторная установка.

вводится через трубу 1 и 2 въ грѣлку, расположенную внутри генератора. Подымается изъ нея по вертикальной трубѣ и входитъ въ слой горячаго въ точкѣ 3. Далѣе воздухъ просасывается черезъ слой горячаго. Полученный силовой газъ забирается въ самомъ горячемъ мѣстѣ генератора 4 около грѣлки и отводится къ скрубберу черезъ кольцевую трубу 5 и трубу 6. Какъ мы видѣли, вода (въ видѣ пара) совершенно не вводится въ генераторъ. Потребное количество водяныхъ паровъ получается испареніемъ воды, залитой въ нижнюю часть генератора и испареніемъ гигроскопической воды самого топлива, такъ какъ бурый уголь и торфъ сами содержатъ довольно много воды въ своемъ составѣ. Смолистыя вещества въ обыкновенномъ генераторѣ, гдѣ силовой газъ забирается въ самомъ холодномъ мѣстѣ генератора, забираются въ парообразномъ состояніи вмѣстѣ съ силовымъ газомъ и затѣмъ охлаждаются и конденсируются въ скрубберѣ, затягивая его и прекращая работу установки. Здѣсь же смолистыя вещества, отходящія при нагрѣваніи топлива, прежде чѣмъ попасть въ приемную трубу, проходятъ черезъ слой раскаленного топлива, при чемъ пары смолистыхъ веществъ разлагаются (диссоціируютъ) на свои составныя части—углеводородные газы, неспособные къ конденсаціи. Такимъ образомъ составъ силового газа только обогащается углеводородами, которые къ конденсаціи уже не способны и не засоряютъ скруббера.



Фиг. 136.—Разрѣзъ генератора для торфа или бурого угля.

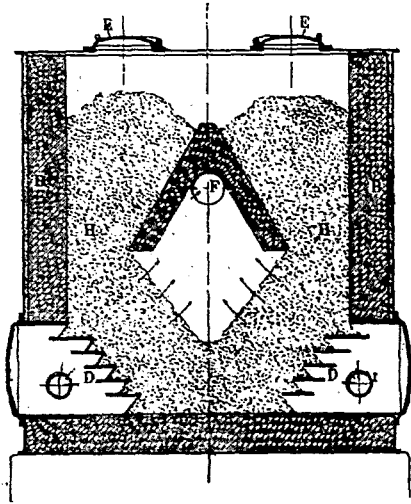
Фиг. 136.—Разрѣзъ генератора для торфа или бурого угля.

Полезное дѣйствіе генераторныхъ установокъ для этой группы топлива шримѣрно слѣдующее:

генераторы для бурого угля	$\eta = 0,5—0,7$
„ „ брикета изъ бурого угля	$0,7—0,75$
„ „ торфа и дровъ	$0,5—0,65$
„ „ каменного угля	$0,65—0,7$

с) Генераторы для коксовой и антрацитово́й мелочи.

Для топлива, которое по своей мелкости и неспекаемости не годится



Фиг. 137.—Разрѣзъ генератора для коксовой мелочи и изгари паровозовъ.

для сжиганія на колосниковой рѣшеткѣ, поступаютъ такъ же, какъ и въ котельныхъ топкахъ, т. е. устраиваютъ ступенчатую колосниковую рѣшетку. Генераторъ для мелкаго кокса и антрацита представленъ въ разрѣзѣ на фиг. 137. Топливо загружается сверху на ступенчатую колосниковую рѣшетку, подъ которую подводится воздухъ и водяной паръ по трубамъ *D*. Водяной котель помѣщается здѣсь не надъ генераторомъ, а окружаетъ газопроводъ между генераторомъ и скрубберомъ. Благодаря шамотовому (изъ огнеупорнаго кирпича) конусу въ серединѣ генератора образуется мѣсто для сжиганія топлива, при чемъ силовой газъ забирается подъ вышеуказаннымъ конусомъ (труба *F*). Опыты показали, что такіе ге-

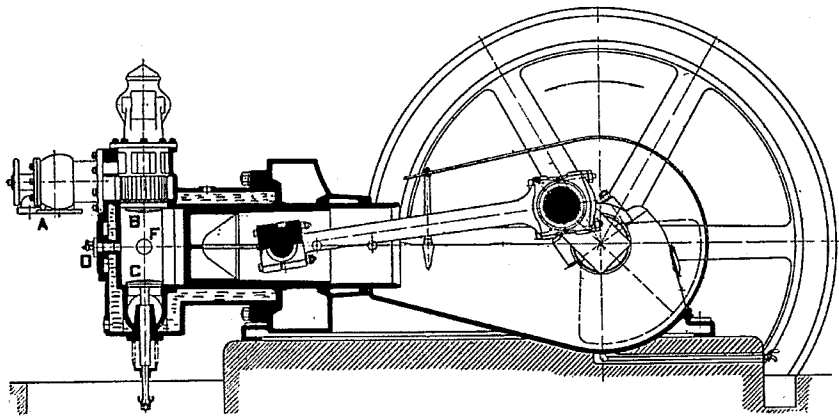
нераторы пригодны вполнѣ для генерированія силового газа изъ кокса и антрацита величиною зеренъ отъ 0 до 10 м/м діаметра (пыль и мелочь) и что возможно примѣнять топливо съ содержаніемъ золы до 20%. Въ виду этого эта конструкція завода Пянтшъ (Берлинъ) примѣняется также для использованія изгари изъ дымовыхъ коробокъ паровозовъ; изгарь эта получается въ большомъ количествѣ (1—2% всего расхода топлива паровозами) и представляетъ собою мелкій коксъ съ большимъ содержаніемъ золы съ теплотворной способностью 2500—3500 ед. тепл. на 1 кг*). Полезное дѣйствіе генераторовъ для мелочи можетъ быть принято въ предѣлахъ $\eta = 0,5—0,6$.

§ 84. Общее устройство двигателя Отто.

Разсмотримъ теперь общее устройство четырехтактнаго двигателя Отто простого дѣйствія (фиг. 138). Цилиндръ двигателя выполняется

*) Въ Германіи имѣется въ дѣйствиіи уже нѣсколько установокъ мощностью до 500 л. с. при желѣзнодорожныхъ мастерскихъ, использующихъ даровую изгарь.

всегда съ двойными стѣнками, между которыми образуется кольцевая полость, служащая для прокачиванія охлаждающей воды. Поршень дѣлается длиннымъ, снабжается большимъ количествомъ пружинящихся уплотняющихъ колець. Большое число колець необходимо для



Фиг. 138.—Разрѣзъ четырехтактнаго двигателя Отто.

плотности отдѣленія рабочей полости отъ атмосферы, т. к. давленія въ рабочей полости велики, а продукты горѣнія легко проникаютъ черезъ неплотности. Большая же длина поршня необходима для воспринятія бокового давленія, такъ какъ, въ виду того, что цилиндръ со стороны вала открытъ, возможно кривошипъ вала соединять шатуномъ непосредственно, но, конечно, шарнирно съ поршнемъ машины, который одновременно замѣняетъ и крейцкопфъ, а потому оказываетъ боковое давленіе на стѣнки цилиндра. Рама, шатунъ и валъ двигателя выполняются вполнѣ по типу тѣхъ же частей для паровыхъ машинъ.

Со стороны рабочей полости цилиндръ закрывается массивной полой крышкой; въ ней помѣщаются клапаны: впускной *B* (верхній) и выхлопной *C* (нижній), къ которымъ подходятъ соотвѣтствующія трубы: къ впускному—воздушная труба *A*, засасывающая воздухъ черезъ сито, и труба, подводящая газъ; обѣ эти трубы смыкаются передъ впускнымъ клапаномъ въ общей камерѣ смѣшенія*). Отъ выпускного клапана идетъ труба отработанныхъ газовъ въ атмосферу. Въ крышкѣ цилиндра устраиваются полости вокругъ клапановъ, по которымъ циркулируетъ охлаждающая вода. Сами клапаны дѣлаются неуравновѣшенные односѣдельные для болѣе плотнаго запиранія ими пролетовъ. Клапаны снабжаются шпинделями, которые выходятъ наружу черезъ специальное уплотненіе въ крышкѣ (лабиринтъ). На шпинделяхъ клапановъ дѣйствуетъ распредѣлительный приводъ, который открываетъ и закрываетъ клапаны въ опредѣленное время. Въ крышкѣ же цилиндра помѣщается приборъ *D*, служащій для запаливанія сжатой въ цилиндрѣ горючей смѣси.

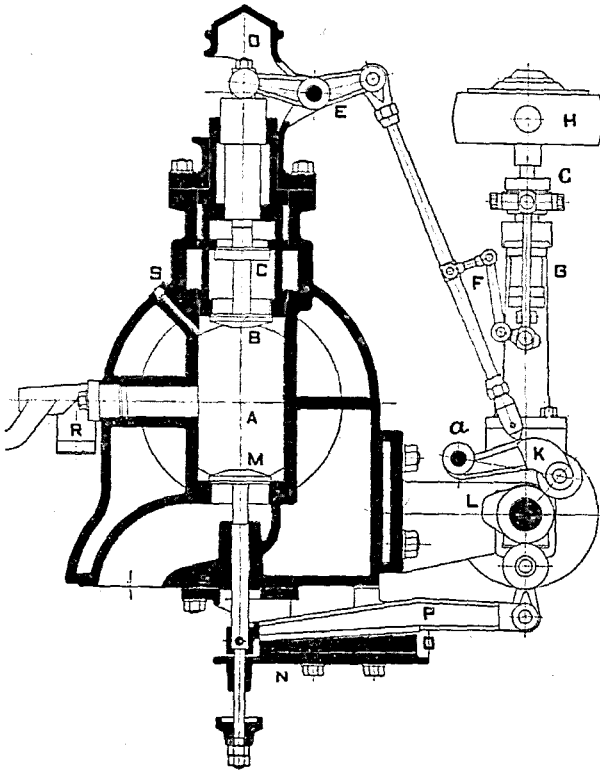
*) На фиг. газъ подводится сверху и воздухъ внизу камеры смѣшенія.

Воздѣйствіе на клапаны отъ вала машины устроено въ общихъ чертахъ такъ: помощью конической зубчатой передачи съ передаточнымъ числомъ 1:2 приводится во вращеніе распредѣлительный валикъ, идущій вдоль цилиндра. Онъ дѣлаетъ вдвое меньше оборотовъ въ минуту, чѣмъ главный валъ. На этомъ распредѣлительномъ валикѣ помѣщаются или эксцентрики, которые помощью тяги и рычажной передачи открываютъ и закрываютъ клапаны, или же распредѣленіе производится помощью кулачныхъ выступовъ (будетъ рассмотрѣно въ слѣдующихъ параграфахъ, посвященныхъ деталямъ двигателя Отто). На табл. V изображенъ наружный видъ двигателя Отто.

§ 85. Газораспредѣленіе (съ кулачными выступами)*).

Механизмъ передачи движенія отъ распредѣлительнаго валика къ клапанамъ выполняется весьма разнообразно и здѣсь мы рассмотримъ только

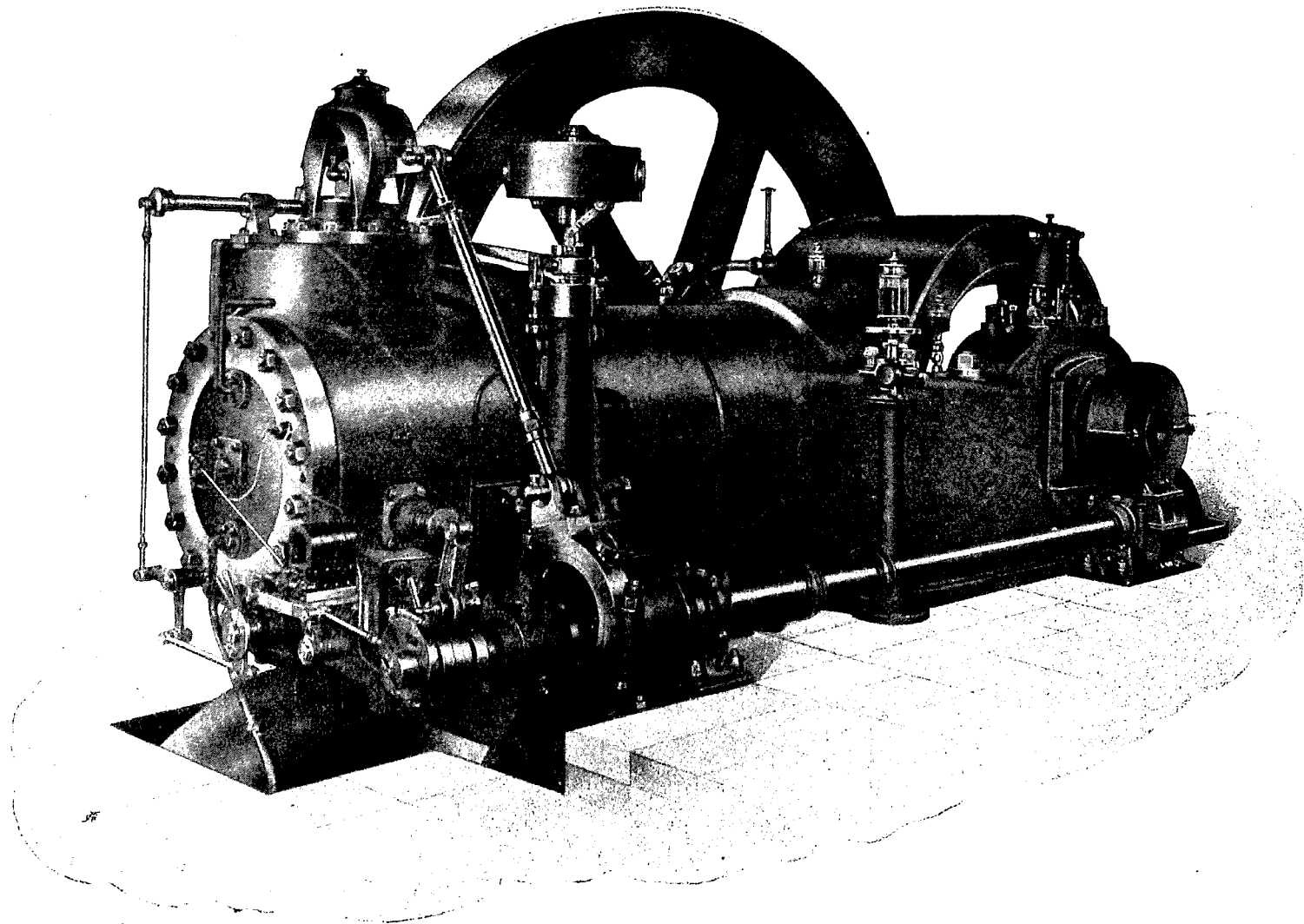
одну типичную конструкцию (фиг. 139). На распредѣлительномъ валикѣ имѣется кулачный выступъ *L*, который, проходя подъ роликомъ, укрѣпленнымъ на рычагѣ *k*, заставляетъ рычагъ *k* поворачиваться вверхъ около точки опоры—валика *a*. На рычагѣ *k* опирается тяга *F*, которая дѣйствуетъ на двуплечій рычагъ съ опорой на валикѣ *E*, при чемъ лѣвое плечо рычага *D*, двигаясь внизъ, давитъ на шпindelъ впускнаго клапана *B* и открываетъ клапанъ**). Когда кулачный выступъ *L* проскочитъ при вращеніи распредѣлительна-



Фиг. 139.—Детали распредѣленія газа въ двигательъ Отто.

*) Воздѣйствіе на клапанъ механизмовъ съ эксцентриками устраивается большею частью по типу паровыхъ клапанныхъ машинъ со скользящимъ рычагомъ или качающимся пальцемъ, но описываемый типъ распредѣленія больше распространенъ.

***) Клапанъ *B* служитъ для воздуха и *C*, сидящій на томъ же шпindelѣ, для газа. Иногда бываетъ только одинъ клапанъ.



Газовый двигатель системы Отто.

го валика роликъ рычага *k*, то клапанъ закрывается дѣйствіемъ пружины, сжимаемой при открываніи клапана.

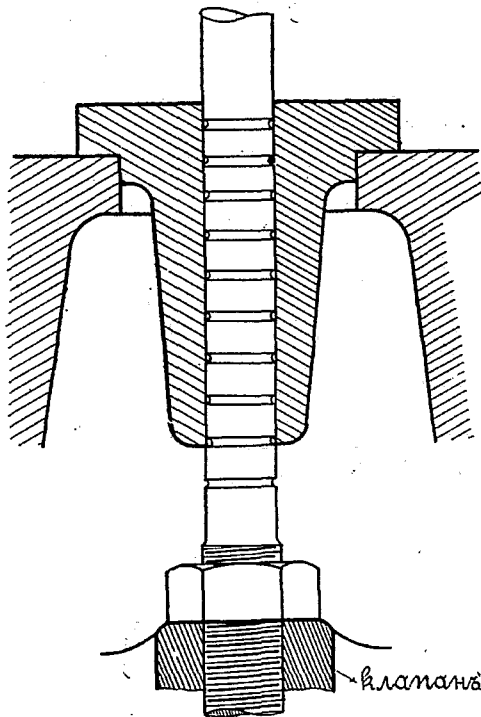
Совершенно аналогично устроено здѣсь и воздѣйствіе на выпускной клапанъ. Именно, кулачный выступъ *L* дѣйствуетъ и на роликъ рычага *p*, посаженный непосредственно на двулучій рычагъ *p*, который лѣвымъ своимъ плечомъ при соприкосновеніи кулачнаго выступа *L* съ роликомъ, давить на шпидель выпускнаго клапана, поднимая его вверхъ, т. е. открывая клапанъ. Когда же роликъ соприкасается съ самимъ распредѣлительнымъ валикомъ, то выпускной клапанъ закрытъ дѣйствіемъ пружины, сжимаемой при открываніи клапана. Рычагъ *p* не имѣетъ постоянной точки опоры, а опирается на подушку *N*, при чемъ по мѣрѣ открыванія клапана точка опоры рычага перемѣщается вправо, ускоряя открытіе клапана. Это устройство подобно скользящимъ рычагамъ въ распредѣленіи паровыхъ машинъ.

Для того, чтобы каждый изъ клапановъ открывался только 1 разъ за четыре хода поршня, какъ это требуется для четырехтактныхъ машинъ, распредѣлительный валикъ долженъ дѣлать 1 оборотъ за 2 оборота главнаго вала, и поэтому передаточное число для зубчатой передачи отъ вала къ распредѣлительному валику должно быть равно 1:2. Распредѣлительный валикъ лежитъ на кронштейнахъ, укрѣпленныхъ къ цилиндру. Отъ этого же валика приводится во вращеніе регуляторъ *H*.

§ 86. Уплотненія.

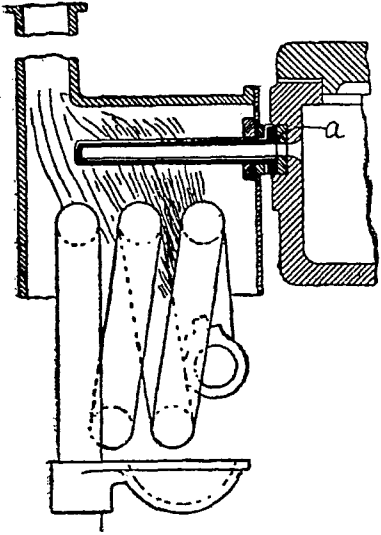
Уплотненіемъ поршня служатъ цѣлый рядъ пружинящихъ чугунныхъ колець. Для уплотненія шпиделей клапановъ лучше всего примѣнять принципъ лабиринта, который заключается въ томъ, что (фиг. 140) на самомъ шпиделѣ, который очень точно пригоняется къ втулкѣ, дѣлается рядъ заточекъ, которыя и играютъ роль расширительныхъ камеръ для просачивающихся газовъ. По мѣрѣ удаленія отъ внутреннейности цилиндра давленіе въ выточкахъ падаетъ, и при достаточной длинѣ втулки достигается полное уплотненіе шпиделя.

Въ машинахъ двойнаго дѣйствія, т. е. съ двумя рабочими полостями, поршень, штокъ, крейцкопфъ и шатунъ дѣлаются совершенно подобными



Фиг. 140.—Лабиринтовое уплотненіе клапанныхъ шпиделей.

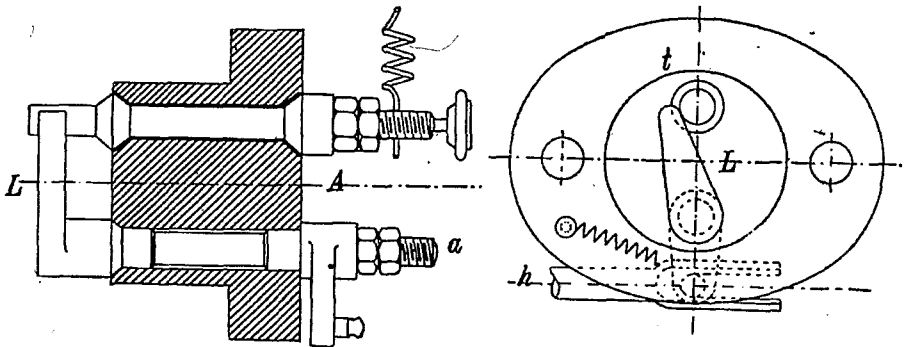
тѣмъ же органамъ паровыхъ машинъ. Тогда является еще поршневой сальникъ въ крышкѣ цилиндра со стороны вала. Эти поршневые сальники выполняются тогда тоже большею частью по принципу лабиринта, но съ образованіемъ расширительныхъ камеръ между набивочными кольцами, какъ въ лабиринтахъ паровыхъ турбинъ. Другого рода сальники, въ особенности съ мягкой набивкой, не могутъ примѣняться вслѣдствіе очень высокой температуры стѣнокъ двигателя, при которой мягкая набивка быстро перегораетъ.



Фиг. 141.—Зажиганіе помощью накаливающей трубки и шибера съ дырочкой.

§ 87. Воспламенение смѣси въ цилиндрѣ.

Весьма важной деталью машинъ Отто является воспламенение смѣси внутри цилиндра. Въ старыхъ машинахъ примѣнялся способъ заживанія смѣси при посредствѣ накаливающей фарфоровой трубки (фиг. 141). Въ крышку цилиндра вставляется фарфоровая трубочка, накаливаемая снаружи особой газовой горѣлкой во все время дѣйствія двигателя. Внутренность этой трубочки можетъ быть или разобщена отъ рабочей полости цилиндра помощью золотничка *a*, или же сообщена съ ней, когда золотничекъ станетъ противъ трубочки отверстіемъ, которое въ немъ имѣется. Тогда горючая смѣсь изъ цилиндра попадаетъ въ накаливающую трубку и происходитъ воспламенение смѣси. Золотничекъ *a* приводится въ движеніе отъ распредѣлительнаго валика двигателя и сообщаетъ трубку съ цилиндромъ при концѣ II такта при мертвомъ положеніи поршня.



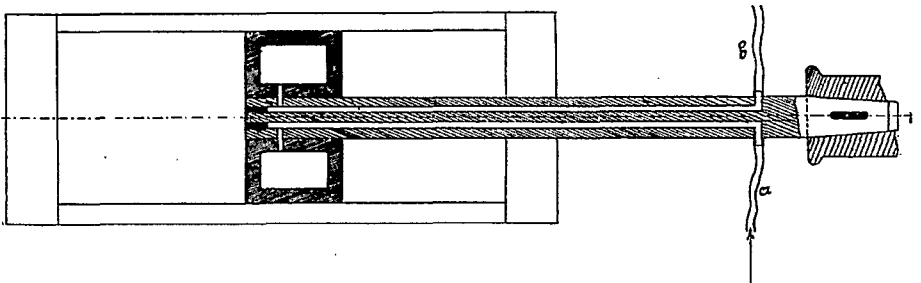
Фиг. 142.—Зажиганіе помощью электрической искры.

Въ современныхъ машинахъ воспламенение производится всегда электрической искрой. На фиг. 142 приведена простѣйшая схема электрическаго заживанія смѣси. Въ крышку цилиндра вставленъ штифтъ *A*, хорошо изолированный отъ металлическихъ частей цилиндра. Къ этому штифту присоеди-

няется одинъ электродъ магнитно-электрической машинки, якорь которой вращается отъ распредѣлительнаго вала двигателя. Другой электродъ „магнето“ присоединяется непосредственно къ цилиндру. Цѣпь электрическаго тока нормально всегда замкнута, ибо черезъ крышку цилиндра пропущенъ еще второй штифтъ *a*, оканчивающійся внутри цилиндра пальцемъ *L*, при чемъ палецъ *L* всегда касается штифта *A* подъ вліяніемъ пружины (снаружи цилиндра). Если теперь рычагъ *h* своей вилкой толкаетъ кривошипъ на штифтѣ *a*, то палецъ *L* отходитъ отъ штифта *A* и при размыканіи тока происходитъ искра, которая воспламеняетъ горючую смѣсь. Рычагъ *h* приводится въ дѣйствіе отъ распредѣлительнаго валика и размыкаетъ токъ какъ разъ при мертвомъ положеніи поршня двигателя въ концѣ II такта. Въмѣсто „магнето“ можетъ служить батарея элементовъ или аккумуляторовъ.

§ 88. Охлажденіе двигателя.

Охлажденіе двигателя производится обычно водою, которую заставляютъ циркулировать помощью насоса въ полостяхъ между двойными стѣнками цилиндра и въ полостяхъ цилиндровой крышки вокругъ клапановъ. Количество воды, которое расходуетъ на охлажденіе двигатель, зависитъ отъ того, при какой температурѣ мы будемъ выпускать отработанную воду. Если температура отходящей воды будетъ выше 70°C , то стѣнки цилиндра будутъ очень горячи и смазка поршня двигателя станетъ затруднительной. Обычно поддерживаютъ температуру охлаждающей воды около $50\text{--}60^{\circ}\text{C}$ и при этомъ расходъ воды достигаетъ $30\text{--}40\text{ kg}$ на 1 лош. силу-часъ. Въ малыхъ двигателяхъ, особенно двухтактныхъ, доводятъ воду до испаренія, т. е. до температуры 100°C , при чемъ расходъ воды, конечно, значительно уменьшается, такъ какъ теплота стѣнокъ цилиндра идетъ на испареніе (скрытая теплота испаренія при 1 atm = 540 ед. тепл. + нагреваніе воды отъ 20 до 100° даетъ еще 80 ед. тепл., слѣдовательно, каждый kg воды беретъ около 620 ед. тепл., тогда какъ при одномъ нагреваніи воды отъ 20 до 70°C 1 kg воды беретъ всего 50 ед. тепл.). Расходъ воды



Фиг. 143.—Способъ охлажденія поршня въ двигателяхъ двойнаго дѣйствія.

при испареніи ея составляетъ около $3,5\text{--}4\text{ kg}$ на 1 лош. силу-часъ. Такое охлажденіе примѣняютъ тамъ, гдѣ воды мало или ее затруднительно достать (напр., сельско-хозяйственные двигатели). Недостатокъ

охлаждения съ испареніемъ воды—высокая температура стѣнокъ и возможность отложенія накипи на стѣнкахъ водяного пространства. Получаемый водяной паръ отводится изъ рубашекъ помощью вертикальной трубы въ атмосферу.

Въ двигателяхъ двойного дѣйствія охлажденію водой подвергаются еще слѣдующія части: крышка цилиндра со стороны кривошипа, штокъ поршня и самъ поршень. Последнее производится тѣмъ способомъ, что въ штокъ дѣлается два сверленія вдоль (фиг. 143) оси штока; эти сверленія сообщаются съ внутренней полостью поршня и вода въ нихъ подается и отводится помощью гибкихъ трубокъ *a* и *b*, соединенныхъ со штокомъ.

§ 89. Глушители шума.

Вслѣдствіе большой скорости отработанныхъ газовъ въ выхлопной трубѣ получается неприятный рѣзкій звукъ при выпускѣ въ атмосферу. Чтобы избѣжать этого газы выпускаютъ въ глушитель или выхлопной горшокъ, имѣющій большую емкость (отъ 6—10 объемовъ цилиндра) и отводятъ газы въ атмосферу уже изъ этого горшка. Благодаря горшку газы выходятъ въ атмосферу болѣе равномерно (не толчками, а почти непрерывно) и не вызываютъ рѣзкихъ выхлоповъ.

§ 90. Жидкое топливо для машинъ, работающих по принципу Отто.

Изъ жидкихъ топливъ для работы въ двигателяхъ, построенныхъ по принципу Отто, примѣняются: бензинъ, керосинъ*), бензолъ**) и спиртъ. Характеристика этихъ сортовъ топлива помѣщена въ ниже-слѣдующей таблицѣ.

Топливо.	Удельный вѣсъ δ	Полезная теплотворная способность ед. тепл.	Количество воздуха cm^3 на 1 kg топлива при 1,5 избыткѣ	Температура самовоспламененія горючей смѣси при сжатіи $^{\circ}\text{C}$	Допускаемое давленіе p_c въ концѣ сжатія atm abs	Среднее индикаторное давленіе изъ диаграммъ atm = kg/cm ²
Бензинъ	0,6—0,7	9800	19,2	415	5—6	4—5,5
Керосинъ	0,78—0,86	10000	19,2	480	6—7	3,5—5
Бензолъ (C_6H_6)	0,86—0,87	9590	16,8	520	10—12	5,25—6
Спиртъ (90%)	0,83	6000	10,8	—	7	3,85

*) Бензинъ и керосинъ суть продукты перегонки нефти.

**) Бензолъ представляетъ собою продуктъ дистилляціи каменно-угольной смолы

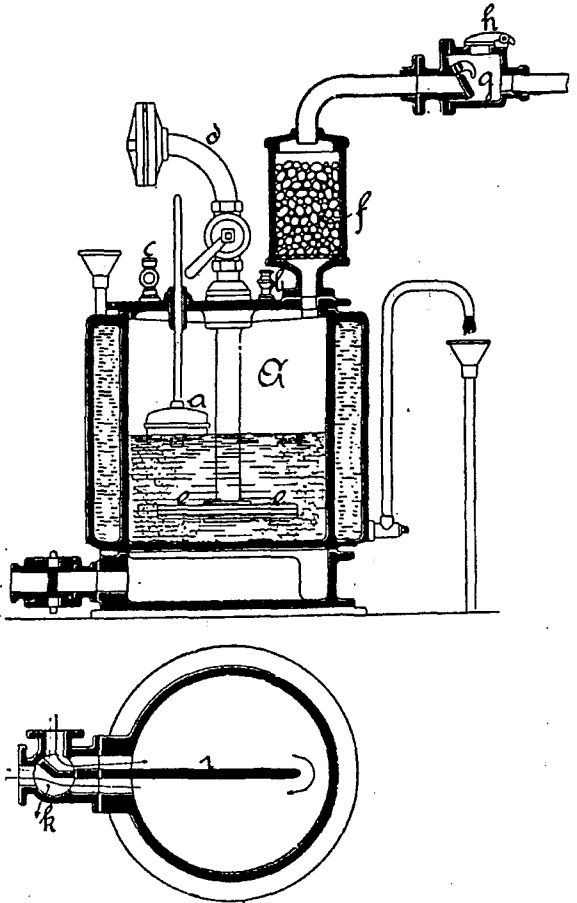
Всѣ вышеозначенные сорта топлива вводятся въ цилиндръ машины Отто не въ жидкомъ, а въ газообразномъ состояніи. Для этой цѣли приходится насыщать воздухъ парами топлива въ особомъ приборѣ, называемомъ корбураторомъ. Такимъ образомъ особенностью двигателей, построенныхъ по принципу Отто и работающихъ на жидкомъ топливѣ, является присутствіе корбуратора, описаніе которыхъ помѣщено ниже.

§ 91. Особенности двигателя Отто при жидкомъ топливѣ: корбураторы.

Корбурированіе топлива можетъ быть произведено или простымъ испареніемъ, или помощью пульверизаціи топлива въ струѣ воздуха. Разсмотримъ типичное устройство тѣхъ и другихъ корбураторовъ.

а) Корбураторъ и спаренія (завода Отто).

Испаряющій корбураторъ изображенъ на фиг. 144. Корбураторъ представляетъ собою сосудъ *A*, въ который налито жидкое топливо (бензинъ), при чемъ наполненіе производится черезъ воронку съ краномъ *c*, а уровень бензина въ корбураторѣ опредѣляется помощью поплавка *a* съ градуированнымъ стержнемъ, проходящимъ сквозь крышку прибора. Воздухъ засасывается при дѣйствіи двигателя черезъ трубу *d* съ регулирующимъ краномъ. Труба *d* заканчивается внизу сосуда *a* пустотѣлой тарелкой *e*, на нижней поверхности которой имѣются мелкія отверстія, черезъ которыя воздухъ маленькими пузырьками выходитъ въ слой бензина и, всплывая на поверхность его, насыщается парами бензина. Изъ верхней части корбуратора корбурированный, т. е. насыщенный парами топлива, воздухъ отсасывается черезъ фильтръ *f* и обратный клапанъ *g* къ двигателю. Назначеніе обратнаго клапана состоитъ въ томъ, чтобы не допустить заживанія смѣси въ корбураторѣ при горѣніи въ цилиндрѣ при условіи пропуска впуск-

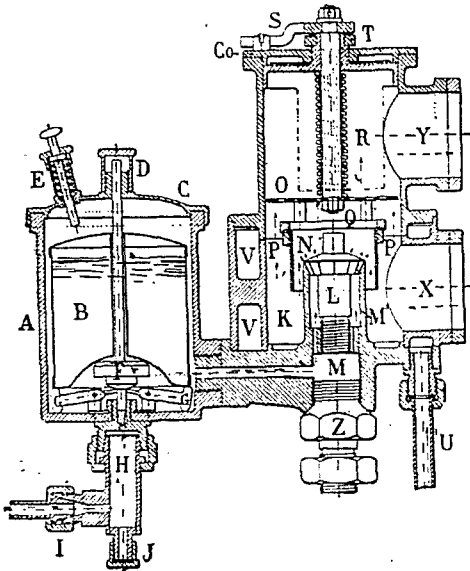


Фиг. 144.—Корбураторъ-испаритель Отто.

ного клапана, ибо давлениемъ клапанъ *g* будетъ плотно прижать къ гнезду, и разобщитъ корбураторъ отъ двигателя. Для лучшаго испаренія топлива въ корбураторѣ послѣдній подогревается, а именно, между двойными стѣнками сосуда *A* пропускается отработанная, т. е. теплая, охлаждающая вода (при 60—70° C). Кромѣ того, подъ днище сосуда черезъ кранъ *k* можно пустить отработанные газы двигателя, что еще усилитъ подогреваніе корбуратора.

б) Корбураторъ съ пульверизаціей топлива.

Корбураторъ съ пульверизаціей топлива изображенъ на фиг. 145. Здѣсь бензинъ изъ запаснаго бака поступаетъ черезъ трубу *1* въ камеру *A*, гдѣ



Фиг. 145.—Корбураторъ-распылитель Лонгемара.

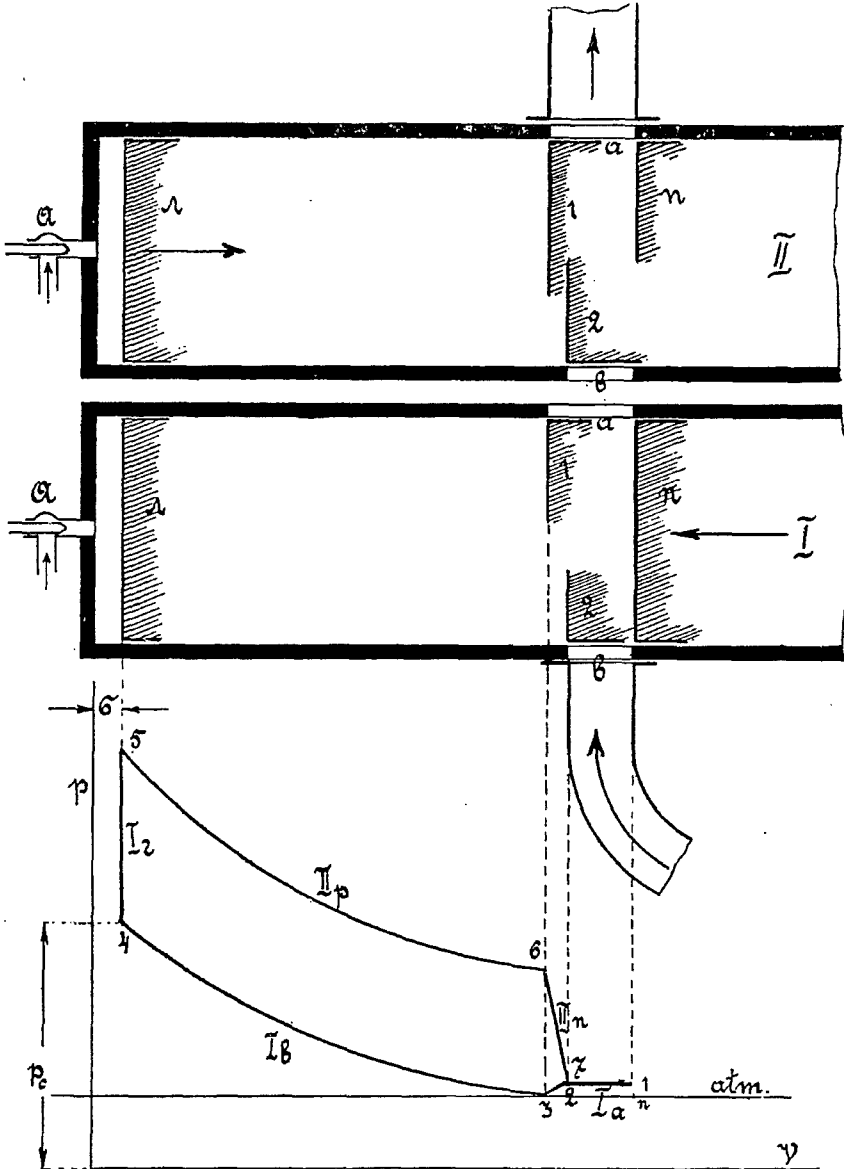
поплавокъ *B*, связанный съ запорнымъ клапаномъ *F* (въ видѣ иглы), поддерживаетъ бензинъ на постоянномъ уровнѣ. Если уровень въ сосудѣ *A* падаетъ, то поплавокъ садится и, дѣйствуя на рычажки *G*, открываетъ клапанъ *F*. Наоборотъ, при поднятіи уровня въ сосудѣ *A* поплавокъ всплываетъ, освобождая клапанъ *F*, и тотъ садится внизъ собственнымъ вѣсомъ и закрываетъ клапанъ для впуска бензина. Благодаря этому уровень бензина въ сосудѣ *A* остается всегда на одной высотѣ, на той же высотѣ онъ стоитъ и въ сообщающемся сосудѣ *M*, въ которомъ бензинъ подымается вокругъ стержня *L* и можетъ вы-

ходить черезъ чрезвычайно узкую кольцевую щель въ камеру смѣшенія *N*. Воздухъ засасывается черезъ трубу *X* и проходитъ черезъ камеру смѣшенія *N*, гдѣ встрѣчаетъ тонко распыливаемый бензинъ и испаряетъ его. Далѣе корбурированный воздухъ проходитъ черезъ сѣтку *O*, которая хорошо перемѣшиваетъ горючую смѣсь, и идетъ къ двигателю по трубѣ *Y*. Для подогреванія корбуратора служатъ полости *V*, черезъ которыя пропускается теплая вода. Подобнаго же устройства корбураторы могутъ быть употребляемы для спирта и для бензола при условіи усиленія подогреванія корбуратора. Описанный корбураторъ изобрѣтенъ Лонгемаромъ.

Что касается до примѣненія въ видѣ топлива керосина, то имъ трудно корбурировать воздухъ по причинѣ малой сравнительно летучести, и теперь керосинъ предпочитаютъ сжигать безъ предварительной корбураціи или по способу, принятому въ двухтактныхъ двигателяхъ или же по способу Дизеля. Этими же способами сжигаютъ нефть и тяжелыя масла (солярное масло, каменноугольную смолу и т. п.).

§ 92. Двухтактный цикл съ мгновеннымъ горѣніемъ.

Полный цикл сжиганія топлива можетъ быть проведенъ и не въ четыре, а въ два такта, но при непремѣнномъ условіи наличія отдѣльнаго компрессора для воздуха, подающаго его въ цилиндръ двигателя при давленіи около 1,2 атм. Въ этомъ случаѣ цикл сжиганія можетъ быть произведенъ слѣдующимъ образомъ:



Фиг. 146.—Схема работы двухтактнаго двигателя Отто (мгновенное горѣніе).

Цилиндръ двигателя (фиг. 146) вмѣсто клапановъ снабжается прорѣзами *a* и *b*, при чемъ прорѣзы эти открываются и закрываются самимъ поршнемъ двигателя и служатъ: болѣе широкій прорѣзъ *a*

для выпуска отработанных газовъ въ атмосферу, болѣе узкій прорѣзъ b для впуска воздуха изъ компрессора. Кроме того, цилиндръ снабжается еще клапаномъ A , черезъ который впрыскивается жидкое топливо внутрь цилиндра.

Первый тактъ происходитъ, когда поршень переходитъ изъ праваго положенія (n) въ лѣвое (a). Черезъ отверстие b все время подается воздухъ, сжатый компрессоромъ до 1,2 atm. При этомъ часть подаваемого воздуха немедленно же уходитъ въ выпускное отверстие a , остальной же воздухъ заполняетъ цилиндръ. Этотъ періодъ называется наполненіемъ цилиндра. Поршень движется подъ воздѣйствіемъ внѣшней силы (напр., мы вращаемъ маховикъ вручную). На индикаторной діаграммѣ въ осяхъ объема (v) и давленія (p) процессъ этотъ выражается прямой 1—2, проведенной параллельно оси объемовъ; давленіе въ цилиндрѣ нѣсколько выше атмосфернаго (1,2 atm). Когда поршень придетъ въ положеніе 2, то онъ самъ перекроетъ отверстие b для впуска воздуха. Выпускное же окно a остается еще открытымъ до прихода поршня въ положеніе 3, когда онъ перекроетъ и выпускное окно a . За этотъ періодъ движенія поршня часть воздуха изъ цилиндра успѣваетъ уйти въ выхлопную трубу и давленіе въ цилиндрѣ чуть падаетъ. На индикаторной діаграммѣ это выразится линіей 2—3.

Начиная съ положенія поршня 3 и до положенія (a) оставшійся въ цилиндрѣ воздухъ подвергается сжатію, которое будетъ тѣмъ сильнѣе, чѣмъ меньше будетъ конечный объемъ воздуха, т. е. вредное пространство c . Степень сжатія выбираютъ такъ, чтобы давленіе p_c въ концѣ сжатія соответствовало бы повышенію температуры воздуха до температуры самовоспламененія выбраннаго топлива. Эти давленія указаны въ характеристикѣ жидкихъ топливъ. Во время процесса сжатія, который на діаграммѣ выражается линіей $I_c = 3-4$, происходитъ впрыскиваніе топлива (керосина, нефти) въ небольшомъ количествѣ черезъ спеціальныи клапанъ A . Около мертваго положенія поршня a происходитъ самовоспламененіе всего количества введеннаго топлива, такъ какъ температура воздуха къ этому времени бываетъ уже достаточно высока. Линія горѣнія изображается на діаграммѣ линією $I_c = 4-5$, т. е. теоретически происходитъ мгновенное горѣніе. Этимъ и заканчивается первый тактъ, который такимъ образомъ посвященъ: наполненію, сжатію и вспышкѣ.

Когда произошла вспышка, начинается второй тактъ, при чемъ сначала происходитъ при перемѣщеніи поршня изъ (a) въ положеніе (1) расширеніе продуктовъ сгорания, такъ какъ, двигаясь, поршень освобождаетъ объемъ цилиндра. Какъ только поршень перейдетъ положеніе (1), то онъ самъ открываетъ выхлопное отверстие a , т. е. начинается выпускъ продуктовъ сгорания въ атмосферу. На діаграммѣ давленій эти два процесса характеризуются линіями: расширеніе линіей II_p (5—6) и выпускъ II_n (6—7), при которомъ давленіе въ цилиндрѣ сразу рѣзко падаетъ.

Когда поршень достигнет положенія (2), то онъ открываетъ и отверстие *b*, черезъ которое происходитъ подача воздуха компрессоромъ при давленіи 1,2 atm. Поэтому сразу устанавливается это давленіе и впускаемый воздухъ сразу же уходитъ въ выхлопное отверстие, увлекая за собой и продукты сгорания, которые еще остались въ цилиндрѣ, такъ что когда поршень придетъ въ положеніе (*n*), то цилиндръ оказывается заполненнымъ почти чистымъ воздухомъ. Этотъ процессъ называется продувкой или выхлопываніемъ продуктовъ сгорания. Отъ совершенства процесса выхлопыванія очень сильно зависитъ работа двухтактной машины, поэтому принимаются спеціальныя мѣры для улучшенія выхлопыванія (см. слѣдующій параграфъ). На диаграммѣ давленій процессъ прохлопыванія совпадаетъ съ процессомъ наполненія и выражается линіей 7—1, параллельной оси объемовъ.

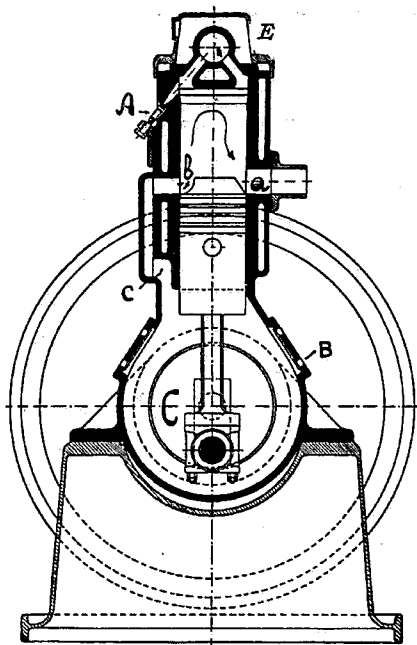
Второй тактъ посвященъ такимъ образомъ расширенію, выпуску и выхлопыванію продуктовъ горѣнія. Съ момента прихода поршня въ положеніе (*n*) опять начинается новый циклъ съ наполненія цилиндра воздухомъ (продолженіе процесса выхлопыванія).

Площадь индикаторной диаграммы въ извѣстномъ масштабѣ выражаетъ работу, произведенную 1 кв. сант. площади поршня. Дѣйствительная работа поршня будетъ меньше, такъ какъ нѣкоторая работа затрачивается на компрессию (сжатіе) продувочного воздуха.

При двухтактномъ процессѣ мы получаемъ 1 рабочий ходъ на 1 оборотъ вала вмѣсто 1 рабочего хода на 2 оборота вала въ 4-тактномъ процессѣ, т. е. при одинаковыхъ размѣрахъ цилиндра двухтактный двигатель является какъ бы вдвое болѣе мощнымъ. Въ дѣйствительности, благодаря большой сравнительно работѣ, затрачиваемой на компрессию продувочного воздуха, двухтактный двигатель въ 1,6—1,8 раза мощнѣе четырехтактного двигателя тѣхъ же размѣровъ.

§ 93. Примѣръ устройства двухтактнаго двигателя.

На фиг. 147 представленъ разрѣзъ вертикальнаго двухтактнаго двигателя завода Болиндеръ. Цилиндръ двигателя снабженъ двумя боковыми прорѣзами: *a* для выпуска отработанныхъ газовъ и *b* для выхлопыванія и наполненія воздухомъ изъ компрессора. Компрессоромъ служитъ кривошипная камера самого двигателя, выполняемая



Фиг. 147.—Разрѣзъ двухтактнаго двигателя Болиндера.

Компрессоромъ служитъ кривошипная камера самого двигателя, выполняемая

наглухо закрытой. При движеніи поршня изъ нижняго положенія (которое изображено на фиг. 147) поршня въ верхнее, въ кривошипной камерѣ происходитъ нѣкоторое разрѣженіе, такъ какъ поршень освобождаетъ нѣкоторый объемъ. Вслѣдствіе того, что давленіе въ кривошипной камерѣ падаетъ ниже атмосфернаго, автоматически открываются давленіемъ наружнаго воздуха резиновые клапаны *B* на кривошипной камерѣ, которая и заполняется свѣжей порціей воздуха. При движеніи поршня изъ верхняго положенія въ нижнее, наоборотъ, въ кривошипной камерѣ начинается сжатіе воздуха, такъ какъ поршень, двигаясь внизъ, уменьшаетъ объемъ, занимаемый воздухомъ. Клапаны *B* закрываются избыткомъ давленія въ кривошипной камерѣ, и когда поршень открываетъ продувочный каналъ *b*, то сжатый воздухъ устремляется изъ кривошипной камеры *C* черезъ каналъ *c* въ отверстіе *b* цилиндра. Благодаря своеобразной формѣ конца поршня потокъ продувочнаго воздуха направляется не прямо въ выхлопное отверстіе *a*, а движется по направленію стрѣлки, выталкивая изъ цилиндра продукты сгорания, оставшіеся въ цилиндрѣ послѣ выхлопа черезъ отверстіе *a*, которое открывается нѣсколько ранѣе, чѣмъ отверстіе *b*.

Топливо вводится въ цилиндръ насосомъ черезъ форсунку *A* въ концѣ перваго такта и попадаетъ въ шарообразную неохлаждаемую крышку цилиндра *E*, которая называется калоризаторомъ. Здѣсь около верхняго мертваго положенія поршня топливо воспламеняется отчасти отъ дѣйствія температуры воздуха, повышающейся при сжатіи, отчасти подъ вліяніемъ горячихъ стѣнокъ калоризатора, отъ соприкосновенія съ которыми топливо испаряется и соединяется съ сжимаемымъ воздухомъ.

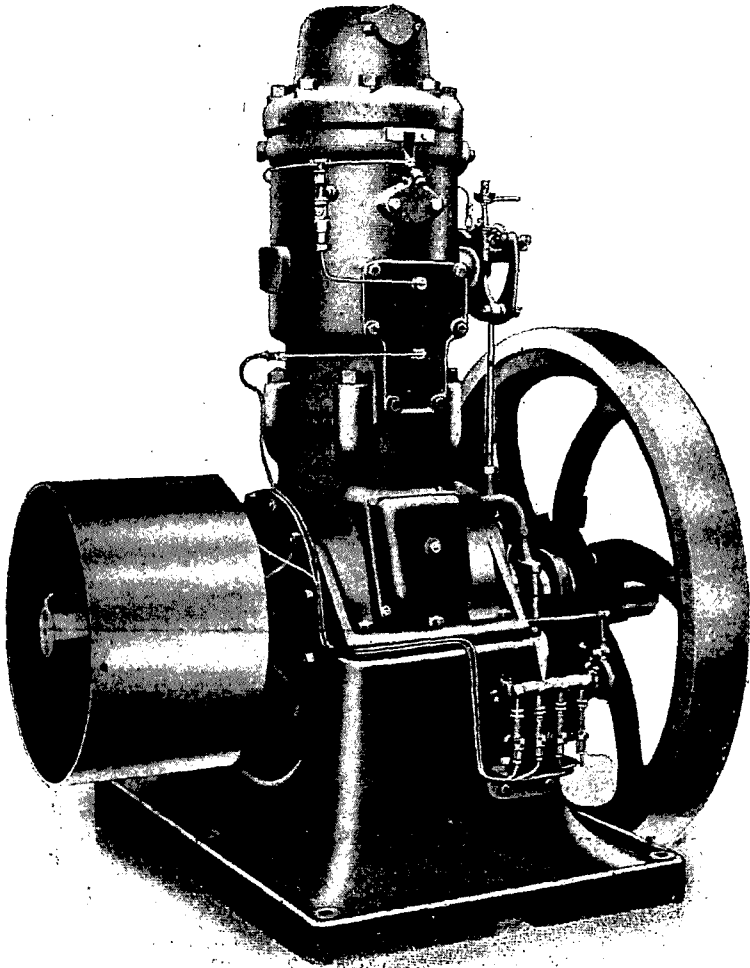
Устройство двухтактныхъ двигателей, какъ видно изъ описанія, чрезвычайно просто, и двигатель можетъ не имѣть совершенно клапановъ. Наиболѣе хрупкой частью является форсунка. Нѣкоторымъ недостаткомъ такихъ двигателей является слабое дѣйствіе кривошипной камеры, какъ компрессора: она даетъ мало воздуха для продувки и изъ нея всегда наблюдаются утечки черезъ неплотности около вала (въ подшипникахъ).

Въ случаѣ, если въ цилиндрѣ вспышка происходитъ слишкомъ преждевременно, обычно впрыскиваютъ въ цилиндръ во время сжатія небольшое количество воды, которая испаряется и понижаетъ температуру въ цилиндрѣ, вслѣдствіе чего вспышка происходитъ нѣсколько позднѣе—около мертваго верхняго положенія поршня. Такое впрыскиваніе воды практикуется въ очень многихъ системахъ двухтактныхъ двигателей.

На фиг. 148 данъ внѣшній видъ вертикальнаго двигателя Боллиндера. Кромѣ вертикальнаго типа, примѣняются равнымъ образомъ и горизонтальные двигатели, работающіе въ два такта.

Въ Россіи зарекомендовали себя двигатели русской постройки: „Русь“ завода К. Виганда въ Ревелѣ и „Урсусъ“ въ Варшавѣ. Боль-

шее производство мелкихъ двухтактныхъ двигателей сосредоточено въ Швеции.



Фиг. 148.—Наружный видъ двухтактнаго двигателя Болиндера.

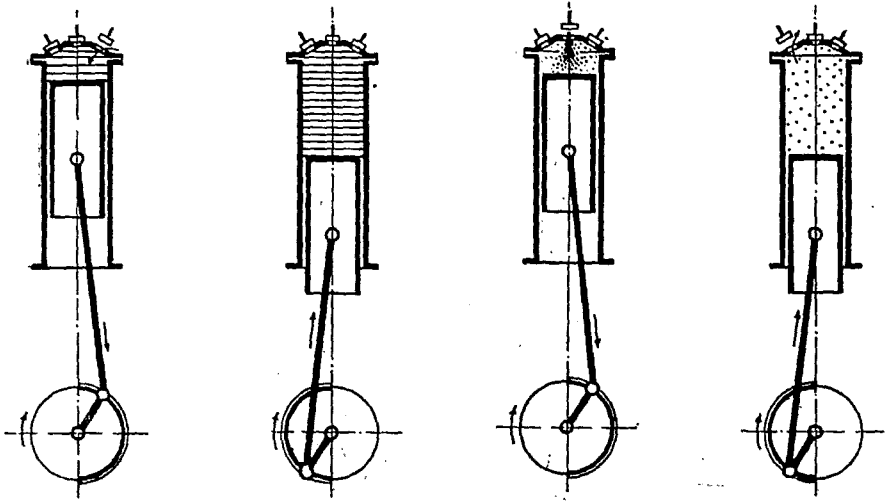
§ 94. Четырехтактный циклъ Дизеля.

(Горѣніе при постоянномъ давленіи, длительное горѣніе).

Для нефти и тяжелыхъ маселъ въ настоящее время пользуются сожиганіемъ топлива по способу Дизеля, которое можетъ быть поведено въ 4 или два такта. Здѣсь мы рассмотримъ первый случай (фиг. 149 и 150).

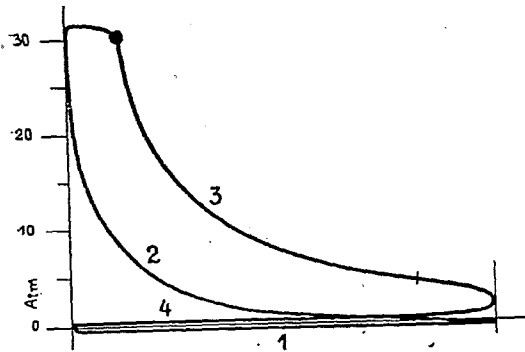
Цилиндръ двигателя снабжается клапанами для впуска воздуха, для выпуска отработанныхъ газовъ и специальнымъ игольчатымъ клапаномъ для впуска топлива. Всѣ клапаны помѣщаются въ крышкѣ цилиндра.

При совершении первого такта, т. е. при ходѣ поршня изъ верхняго положенія въ нижнее, впускной клапанъ бываетъ открытъ и



Фиг. 149.—Схема работы четырехтактнаго двигателя Дизеля (медленное горѣніе).

черезъ него происходитъ засасываніе воздуха въ цилиндръ, какъ и въ двигателяхъ Отто. На діаграммѣ давленій (фиг. 150) этотъ процессъ



Фиг. 150.—Индикаторная діаграмма къ фиг. 149.

выражается линіей равнаго давленія (1) [по оси ординатъ фиг. 150 отложены манометрическія давленія]. При обратномъ движеніи поршня вверхъ, т. е. во время второго такта происходитъ сжатіе засосаннаго воздуха (только воздухъ), но вредное пространство берется очень малымъ и давленіе въ концѣ сжатія достигаетъ 30—35 atm, что соотвѣтствуетъ весьма сильному повышенію температуры воздуха, которая подымается до 600—700° С. Второй тактъ происходитъ, конечно, при закрытыхъ клапанахъ. На діаграммѣ давленій онъ выражается линіей сжатія 2, которая, примѣрно, соотвѣтствуетъ закону $pv^{1.4} = \text{const}$.

При третьемъ тактѣ, съ самаго его начала (движенія поршня внизъ), открывается игольчатый клапанъ для топлива и черезъ него происходитъ вбрызгиваніе топлива внутрь цилиндра. Распыленное топливо, попадая въ среду сильно накалиннаго воздуха, начинаетъ горѣть, при чемъ процессъ горѣнія будетъ продолжаться до тѣхъ поръ, пока вбрызгивается топливо (конечно, при наличіи условія, что воздуха въ цилиндрѣ достаточно для сжиганія такого количества топлива, которое вводится въ цилиндръ). Хотя процессъ горѣнія сопро-

вождается повышением температуры и, следовательно, давление должно было бы подниматься, но такъ какъ самъ поршень въ это время движется все быстрее и быстрее и освобождаетъ объемъ цилиндра, то въ результатъ, несмотря на повышение температуры, давление внутри цилиндра остается приблизительно постояннымъ за все время впуска топлива. Съ момента прекращения впуска топлива (помѣчено точкой на линіи 3 діаграммы (фиг. 150) начинается расширение продуктовъ горѣнія, продолжающееся до конца хода поршня. Такимъ образомъ третій тактъ работы является рабочимъ тактомъ. На діаграммѣ давлений процессъ впуска топлива и расширения продуктовъ сгорания представляется линіей (3).

Наконецъ, 4-ый тактъ работы происходитъ опять при движеніи поршня снизу вверхъ и при условіи открытаго выпускнаго клапана, черезъ который отработанные продукты сжиганія и удаляются въ атмосферу черезъ выхлопную трубу. На діаграммѣ давлений мы получаемъ линію равнаго давленія (4), которая и замыкаетъ діаграмму.

При слѣдующемъ ходѣ поршня начинается уже совершение новаго цикла, начиная со всасыванія воздуха въ цилиндръ.

Благодаря тому, что сжатіе воздуха доводится до очень высокаго давленія 30—35 atm, тепловое полезное дѣйствіе двигателей Дизеля очень высоко, выше всѣхъ другихъ тепловыхъ машинъ, такъ что, несмотря на низкій механический коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателей Дизеля (большая работа тренія и дѣйствіе вспомогательныхъ механизмовъ), равный 0,8—0,85, общее использование тепла доходитъ на валу двигателя до 30—33% всей теплоты топлива.

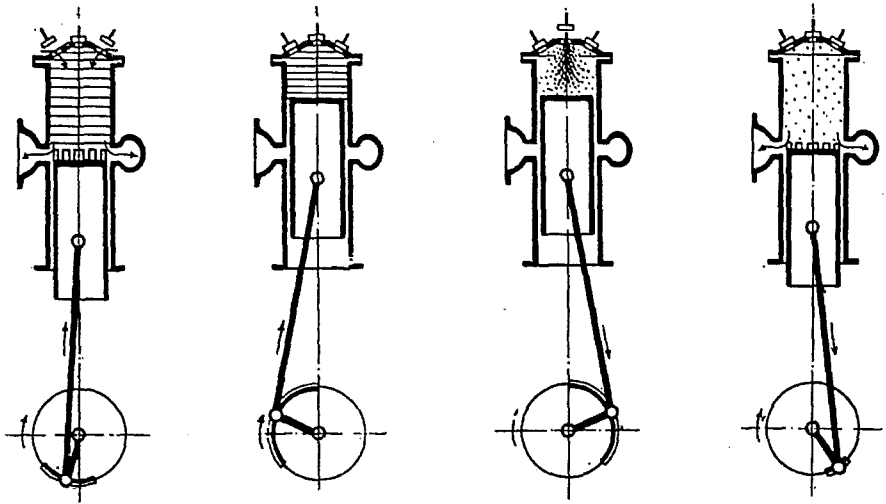
Важной особенностью процесса Дизеля является отсутствіе приспособленій для зажиганія топлива, которое происходитъ само собою при соприкосновеніи топлива съ горячимъ воздухомъ. Это дѣлаетъ машину Дизеля надежнымъ двигателемъ.

§ 95. Двухтактный циклъ Дизеля.

Тотъ же циклъ сжиганія, который описанъ въ § 94, можетъ быть проведенъ и въ два такта (фиг. 151 и 152). Цилиндръ двигателя снабжается въ крышкѣ игольчатымъ клапаномъ для впуска топлива и двумя клапанами для продувочнаго воздуха, который сжимается до 1,2 atm. совершенно отдѣльнымъ компрессоромъ, работающимъ отъ главнаго вала двигателя. Кроме этого цилиндръ снабжается рядомъ отверстій въ стѣнкѣ, открываемыхъ самимъ поршнемъ при его движеніи около нижняго крайняго положенія. Отверстія эти служатъ для выхлопа въ атмосферу отработанныхъ продуктовъ сгорания.

Первый тактъ начинается при нижнемъ положеніи поршня и при открытыхъ продувочныхъ клапанахъ въ крышкѣ. Происходитъ окончательное удаленіе изъ цилиндра оставшихся отъ предыдущаго хода отработанныхъ продуктовъ горѣнія и заполненіе цилиндра свѣжей порціей воздуха. При движеніи своемъ вверхъ поршень закрываетъ

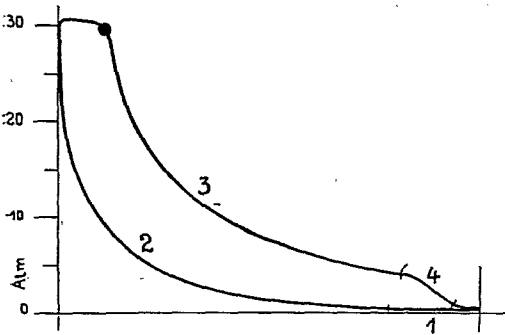
выхлопные каналы и въ то же время закрываются продувные клапаны въ крышкѣ цилиндра. При дальнѣйшемъ движеніи поршня вверхъ



Фиг. 151.—Схема работы двухтактнаго двигателя Дизеля (медленное горѣніе).

происходитъ сжатіе воздуха въ цилиндрѣ до давленія 30—35 atm. На диаграммѣ давленій (фиг. 152) первый тактъ изображается линіей (1)—наполненіе и (2)—сжатіе воздуха.

Второй тактъ происходитъ при движеніи поршня изъ верхняго



Фиг. 152.—Индикаторная діаграмма къ фиг. 151.

положенія въ нижнее, при чемъ сначала бываетъ открытъ игольчатый клапанъ для впуска топлива, которое и самовоспламеняется отъ соприкосновенія съ горячимъ воздухомъ, сжатымъ за предыдущій тактъ. Затѣмъ съ момента прекращенія впуска топлива начинается расширеніе продуктовъ горѣнія, которое продолжается до тѣхъ поръ, пока поршень не откроетъ выхлопныхъ каналовъ цилиндра.

При этомъ давленіе въ цилиндрѣ быстро падаетъ и отработанные продукты горѣнія выходятъ въ атмосферу. Незадолго до достиженія поршнемъ мертваго нижняго положенія происходитъ опять открытіе клапановъ продувки и воздухъ изъ компрессора начинаетъ очищать цилиндръ отъ отработанныхъ газовъ, т. е. начинается уже совершеніе новаго цикла. На диаграммѣ давленій процессы второго такта выражаются линіей (3), состоящей изъ двухъ частей: линіи постояннаго давленія при горѣніи (до точки) и линіи расширения. Отъ черточка начинается линія (4)—выпускъ продуктовъ

расширенія въ атмосферу. Отъ второй черточки начинается уже совершеніе продувки, т. е. новаго цикла.

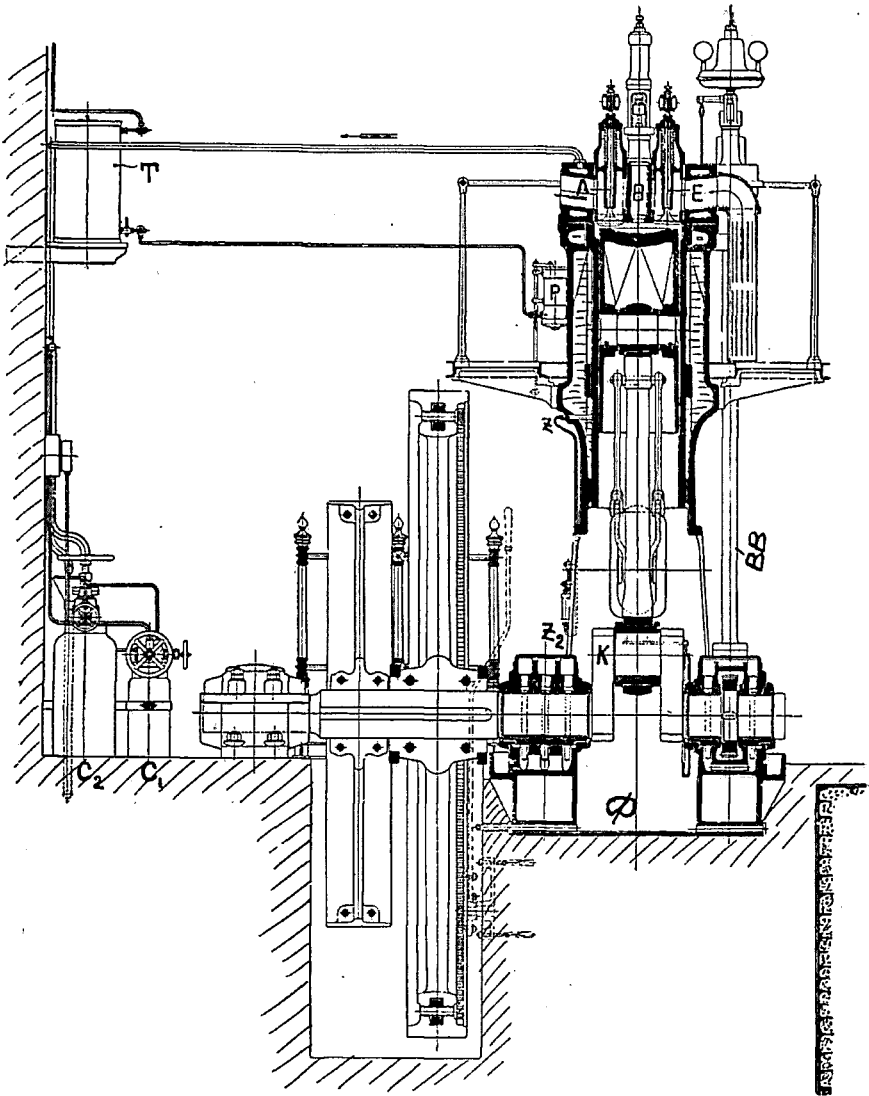
Термическое полезное дѣйствіе двухтактнаго двигателя Дизеля такъ же высоко, какъ и четырехтактнаго, но механическое полезное дѣйствіе вслѣдствіе наличія промывочнаго компрессора ниже, чѣмъ четырехтактныхъ двигателяхъ Дизеля и равно $\eta_m = 0,7 - 0,75$, благодаря чему общее использованіе тепла нѣсколько ниже, чѣмъ въ четырехтактныхъ двигателяхъ, но зато самъ двигатель Дизеля той же мощности дешевле четырехтактнаго, и это сводится къ меньшей стоимости единицы энергіи, почему двухтактные двигатели Дизеля получаютъ теперь большое распространеніе.

§ 96. Общее описаніе устройства четырехтактнаго двигателя Дизеля.

Продольный разрѣзь (вдоль вала) одноцилиндроваго двигателя Дизеля представленъ на фиг. 153 и поперечный разрѣзь на фиг. 154.

Цилиндръ установленъ вертикально на солидной чугунной рамѣ въ формѣ буквы *A* (фиг. 154). Рама въ свою очередь связана съ солидной фундаментной плитой *ф*, которая несетъ коренные подшипники главнаго вала. Фундаментная плита *ф* связана съ очень тяжелымъ бетоннымъ фундаментомъ *ф*₁. Цилиндръ вставленъ въ *A*-образную станину такъ, что образуется вокругъ цилиндра большая кольцевая полость, служащая для водяного охлажденія цилиндра. Поршень двигателя связанъ непосредственно съ шатуномъ, передающимъ движеніе на колѣно главнаго вала *k* (фиг. 153). Крышка цилиндра устроена тоже съ охлаждающими водой полостями и въ ней расположены 4 клапана: всасывающій воздухъ *E*, выхлопной *A*, игльчатый нефтяной клапанъ *B* (всѣ видны на фиг. 153) и пусковой клапанъ *V* (фиг. 154), служащій только при пускѣ двигателя въ ходъ и при нормальной работѣ двигателя совершенно закрытый. Всѣ эти клапаны открываются и закрываются подъ воздѣйствіемъ рычажныхъ передачъ (фиг. 154); одно плечо každаго рычага, управляющаго клапаномъ, связано со шпинделемъ клапана, другое же плечо снабжено роликомъ, который находится въ постоянномъ соприкосновеніи съ распредѣлительнымъ горизонтальнымъ валикомъ *H*, снабженнымъ кулачными выступами *S*. Когда кулачный выступъ *S* подходит къ ролику клапаннаго рычага, то производитъ открытіе соответствующаго клапана. Такъ какъ каждый изъ 3 рабочихъ клапановъ открывается разъ за 2 оборота главнаго вала, то распредѣлительный валикъ *H* долженъ дѣлать половинное число оборотовъ противъ главнаго вала машины. Распредѣлительный валикъ *H* приводится во вращеніе отъ главнаго вала машины помощью коническихъ зубчатыхъ или винтовыхъ колесъ черезъ посредство вертикальнаго вала *ВВ*, находящагося сбоку двигателя (см. фиг. 153 и 155). Валикъ *H* лежитъ на кронштейнахъ, прикрѣпленныхъ къ рамѣ двигателя (фиг. 154). Помощью рукоятки *G* мы можемъ или привести въ соприкосновеніе съ валикомъ рычагъ нефтянаго клапа-

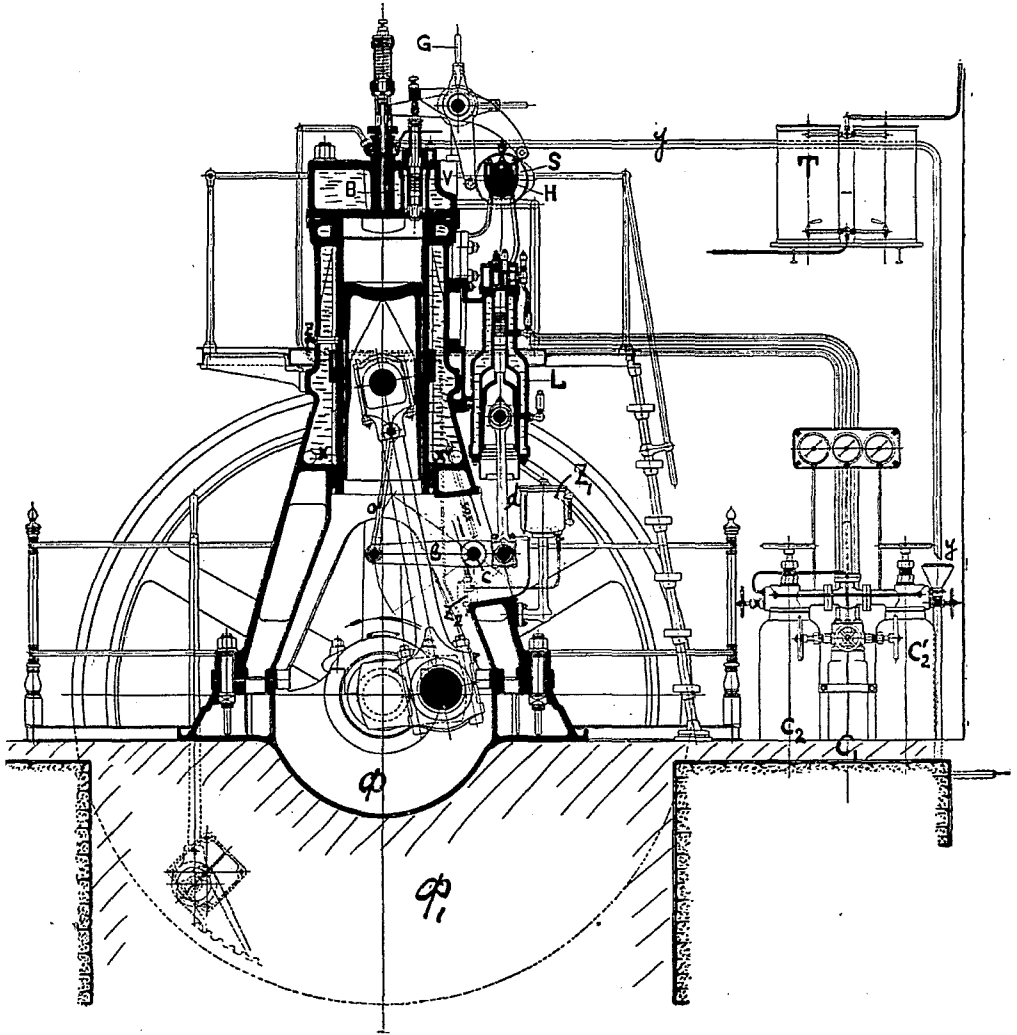
на *B* (верхнее положеніе рукоятки—нормальное рабочее положеніе) и выключить рычагъ пускового клапана *V*, или же наоборотъ (при горизонтальномъ положеніи рукоятки *G*—пусковое положеніе). Тогда вмѣсто впрыскиванія топлива въ тѣ же моменты движенія въ цилиндръ вводится сильно сжатый воздухъ изъ пускового резервуара *C*₂, въ которомъ сохраняется запасъ воздуха при давленіи около 35 atm.



Фиг. 153.—Продольный разрѣзъ 4-тактнаго двигателя Дизеля.

Для подачи топлива внутрь цилиндра въ то время, когда тамъ давленіе сжатого воздуха доведено до 30 atm, служитъ игольчатый клапанъ или форсунка *B*. Къ ней топливо подается нефтянымъ насосикомъ, работающимъ отъ самого двигателя, изъ малаго запаснаго резервуара съ топливомъ *T*, который соединенъ съ фильтромъ, задерживающимъ примѣси топлива (волокна, грязь и т. п.). Для того, чтобы

при открытомъ клапанѣ *B* ввести топливо внутрь цилиндра, пользуясь сжатымъ воздухомъ бѣльшого давленія, чѣмъ въ цилиндрѣ, именно берутъ для этой цѣли сжатый воздухъ изъ резервуара *C*₁, въ которомъ воздухъ сохраняется подъ давленіемъ 50—60. atm. Этотъ

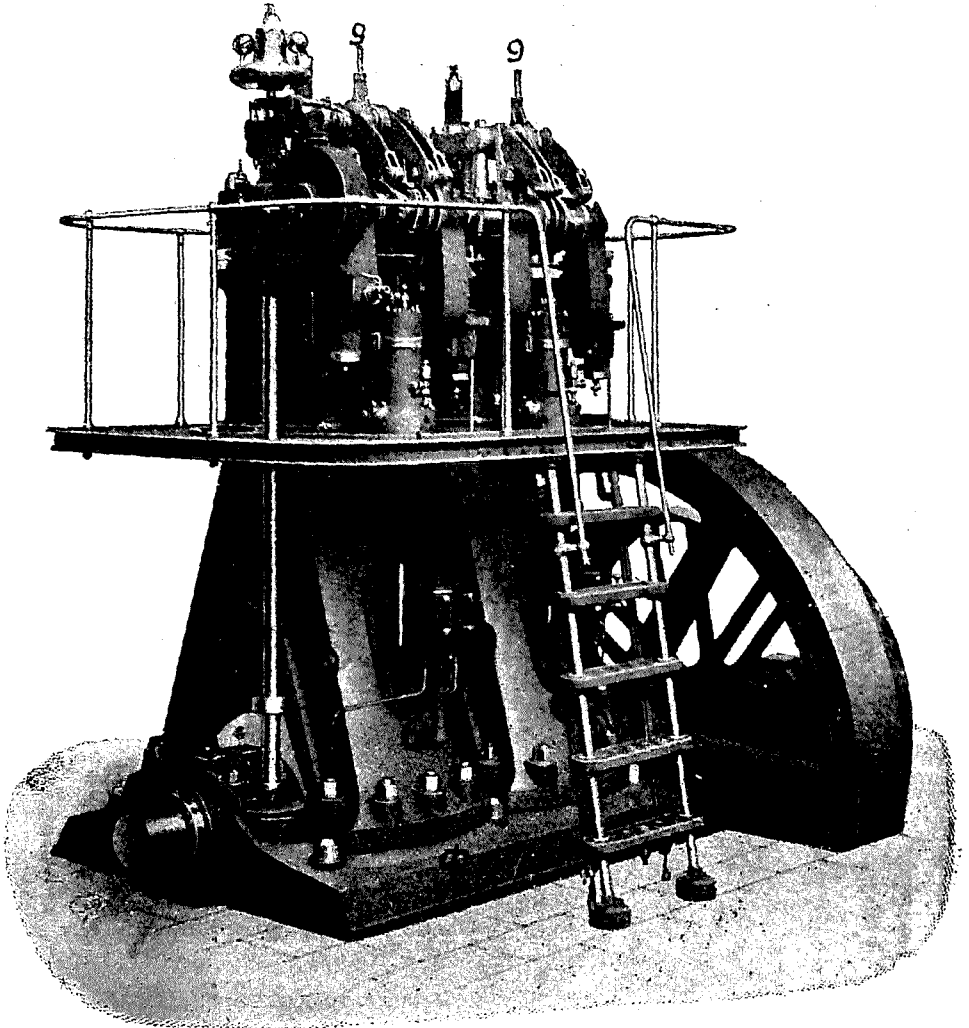


Фиг. 154.—Поперечный разрѣзъ 4-тактнаго двигателя Дизеля.

сильно сжатый воздухъ подводится къ форсункѣ *B* и, когда игла открываетъ доступъ въ цилиндръ, онъ и вдвухаетъ туда тонкую струйку распыленной нефти, поданной предварительно нефтянымъ насосомъ.

Такимъ образомъ мы видимъ, что для пуска двигателя въ ходъ требуется запасъ сжатого воздуха около 30—35 atm. давленія, а для регулярной работы требуется воздухъ при 50—60 atm давленія. Эти запасы воздуха хранятся въ стальныхъ сосудахъ или колбахъ *C*₁, *C*₂ и *C*₂' , при чемъ сосудъ *C*₁ содержитъ воздухъ при 50—60 atm, сосуды *C*₂ и *C*₂' при 30—35 atm, сосудъ же *C*₂' является запаснымъ. Запасы сжа-

таго воздуха все время пополняются вслѣдствіе непрерывной работы приводнаго компрессора, который имѣется при каждомъ двигателѣ и цилиндръ котораго устанавливается на рамахъ самого двигателя—*E* на фиг. 154. Поршень компрессора приводится въ движеніе отъ главнаго шатуна машины при посредствѣ передачи, состоящей изъ шатунчика *a*, двуплечаго рычага *b* съ точкой опоры *c* на рамахъ двига-



Фиг. 155.—Наружный видъ 4-тактнаго двигателя Дизеля.

теля и шатунчика *d*, связывающаго короткое плечо рычага *b* съ поршнемъ компрессора. Устройство самого компрессора объяснено въ слѣдующихъ §§. Цилиндръ компрессора дѣлается съ двойными стѣнками и по полости между ними прокачивается охлаждающая вода, такъ какъ при сильномъ сжатіи воздуха компрессоромъ сильно нагревается его цилиндръ.

Охлаждающая вода для двигателя подается отдѣльнымъ или приводнымъ насосомъ и поступаетъ въ отверстія *x* въ рубашку главнаго

цилиндра. Отводится теплая вода изъ полости крышки цилиндра, сообщенной съ рубашкой цилиндра, по трубѣ *y*. Нагрѣваніе воды допускается до 50—70° С. При высокой температурѣ и плохой водѣ полости охлажденія легко могутъ покрываться накипью.

Смазка поршня происходитъ такъ: смазочное цилиндрическое масло (съ высокой температурой вспышки) изъ резервуара *z*₁ (фиг. 154) поступаетъ къ маленькому смазочному прессу *z*₂, работающему отъ самого двигателя, и по трубкамъ передается къ патронамъ *z*, вставленнымъ въ цилиндръ двигателя сквозь раму и водяную рубашку (фиг. 153 и 154). Такимъ образомъ смазка попадаетъ непосредственно на поршень.

На фиг. 155 показанъ наружный видъ двухцилиндроваго четырехтактнаго двигателя Дизеля, который поясняетъ общее расположеніе описанныхъ частей. Описание главныхъ деталей двигателей Дизеля помѣщено въ § 98.

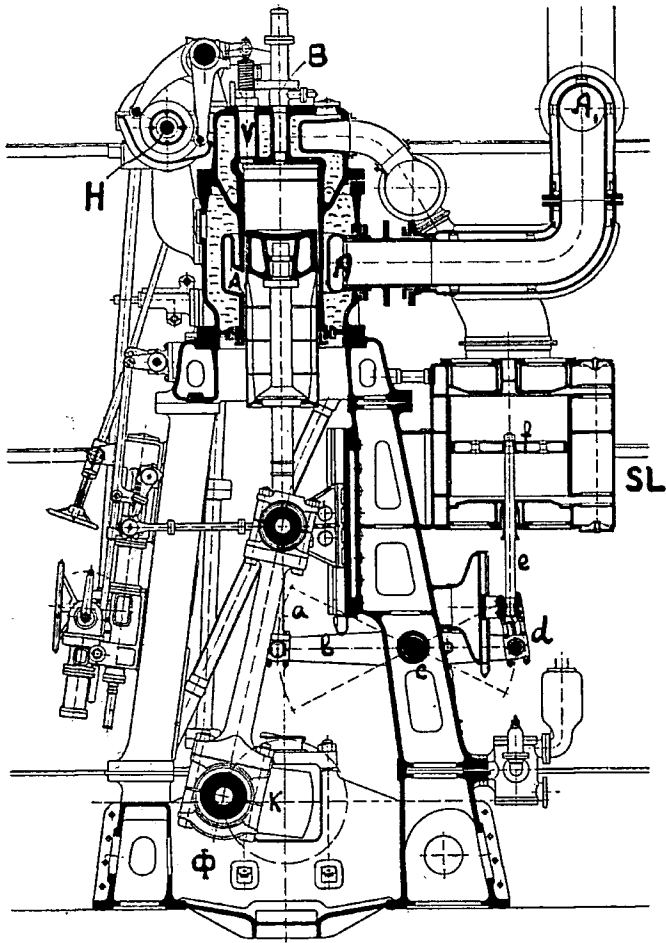
§ 97. Общее описаніе двухтактнаго двигателя Дизеля.

Поперечный разрѣзъ двухтактнаго двигателя Дизеля изображенъ на фиг. 156. Здѣсь мы опишемъ только тѣ особенности, которыя свойственны устройству двухтактнаго двигателя по сравненіи съ четырехтактнымъ.

Цилиндръ двигателя поставленъ вертикально на рамѣ и окруженъ водяной рубашкой. Въ стѣнкахъ цилиндра сдѣланы выхлопныя отверстія *A*, открываемыя самимъ поршнемъ, которыя имѣютъ сообщеніе съ выхлопной трубой *A*₁. Въ крышкѣ цилиндра имѣется 4 клапана, изъ которыхъ въ разрѣзѣ на фиг. 148 попадаютъ только 2, а именно: игольчатый клапанъ *B* для впуска топлива и пусковой клапанъ *V* для впуска сжатого воздуха изъ пускового сосуда. Остальные два клапана, расположенные по бокамъ нефтянаго клапана *B* [совершенно аналогично тому, какъ въ четырехтактномъ двигателѣ, поставлены клапаны впуска *E* и выпуска *A* (фиг. 154)] служатъ для впуска продувочнаго воздуха. Всѣ клапаны приводятся въ дѣйствіе какъ и въ четырехтактномъ двигателѣ, т. е. отъ горизонтальнаго распределительнаго валика *H* съ кулачными выступами, дѣйствующими на двухплечіе рычаги, управляющіе движеніемъ клапановъ.

Кромѣ обычнаго компрессора для полученія сильно сжатого воздуха (въ 50—60 atm) для впрыскиванія горючаго, который въ большихъ двигателяхъ часто выполняется въ видѣ отдѣльнаго, совершенно независимаго механизма (какъ и въ двигателѣ, изображенномъ на фиг. 156), двухтактный двигатель долженъ быть снабженъ насосомъ для полученія большого количества продувочнаго воздуха низкаго давленія (1,2 atm). Въ разсматриваемомъ двигателѣ цилиндръ этого продувочнаго насоса *SL* прикрѣпленъ къ рамѣ машины какъ разъ на томъ мѣстѣ, гдѣ обычно ставится компрессоръ высокаго давленія. Продувочный насосъ *SL* сдѣланъ двойнаго дѣйствія, т. е. съ двумя рабочими по-

лостями. Поршень его *f* имѣетъ штокъ *e*, на который движеніе передается отъ главнаго шатуна машины черезъ посредство шатунчика *a*, двушлепаго рычага *b* съ точкой опоры на валикъ *c* и короткаго шатунчика *d*, связывающаго рычагъ *b* со штокомъ продувочнаго насоса *e*



Фиг. 156.—Поперечный разръзъ 2-тактнаго двигателя Дизеля.

помощью крейцкопфа. Крейцкопфъ движется въ направляющихъ, прикрѣпленныхъ къ рамѣ машины.

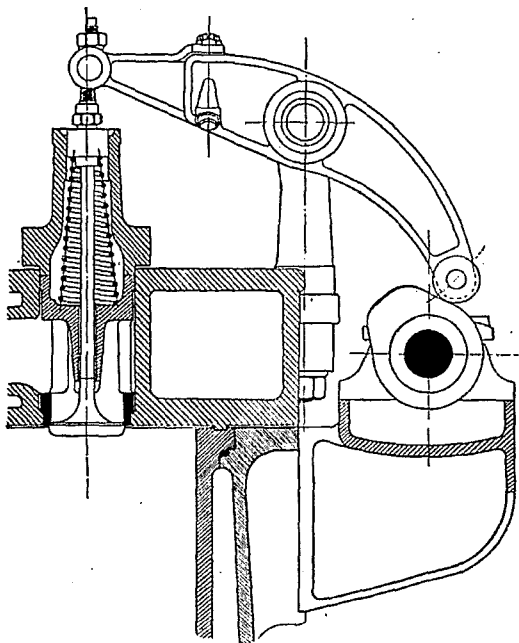
Выполненіе компрессора для сильно сжатаго воздуха, клапановъ и передачи къ нимъ совершенно одинаково съ четырехтактными двигателями.

§ 98. Главныя детали двигателей Дизеля.

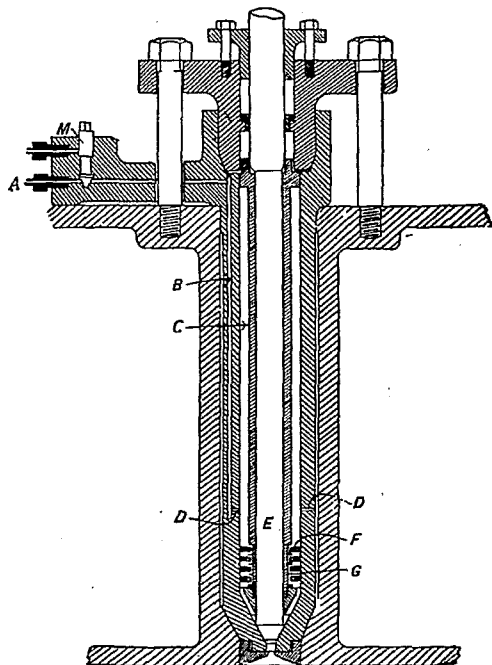
а) Впускной и выпускной клапаны.

На фиг. 157 изображенъ клапанъ и воздѣйствіе на него со стороны распределительнаго кулачнаго валика. Впускные и выпускные клапаны изготовляются въ видѣ односѣдельныхъ (дисковыхъ) стальныхъ клапановъ,

открывающихся внутрь цилиндра при надавливании клапанного рычага на шпindelь клапана. Пружина, заложенная между уширением шпинделя и направляющей втулкой клапана, сжимается при открытии клапана и закрывает клапанъ послѣ того, какъ кулачный выступъ распределительнаго валика выйдетъ изъ зацепленія съ роликомъ, сидящимъ на концѣ клапаннаго двуплечаго рычага, имѣющаго центръ вращенія около валика, укрѣпленнаго помощью стоекъ къ крышкѣ цилиндра.



Фиг. 157.—Воздушно-всасывающій клапанъ двигателя Дизеля съ передаточнымъ рычагомъ.



Фиг. 158.—Форсунки (игольчатый клапанъ) Дизеля.

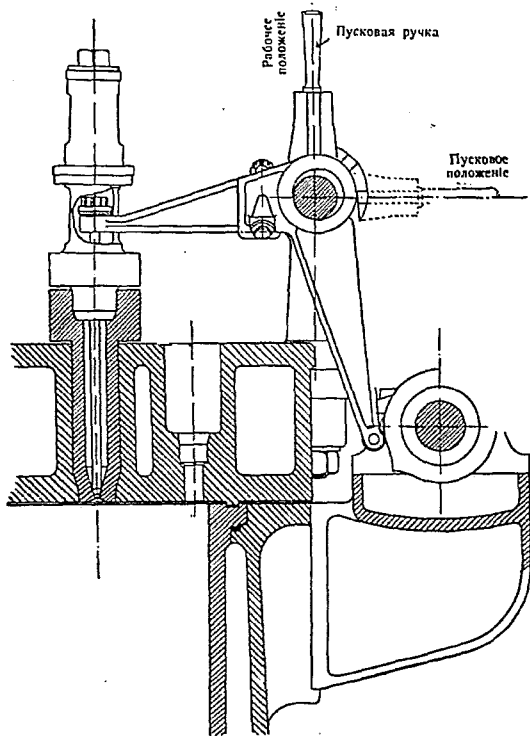
в) Игольчатый клапанъ для топлива (форсунка).

Устройство игольчатого клапана для впуска нефти показано на фиг. 158. Клапанъ представляетъ собою тонкій стальной стержень *E* съ коническимъ концомъ, закрывающимъ проходъ въ цилиндръ черезъ узкое сопловое отверстие. Жидкое топливо подается насосомъ для топлива въ отверстие *A* въ крышкѣ клапана, идетъ по внутреннему узкому каналу *B* и черезъ отверстие *D* попадаетъ въ кольцевое пространство *C*. Въ это кольцевое пространство *C* способомъ, аналогичнымъ подводу нефти, подводится сильно сжатый воздухъ (50—60 atm) изъ главнаго резервуара (*C*₁ на фиг. 153 и 154), и какъ только игла подымается помощью механизма двуплечаго рычага, приводимаго въ движеніе распределительнымъ кулачнымъ валикомъ, то сжатый воздухъ, стремясь войти въ цилиндръ, давленіе въ которомъ много ниже, чѣмъ въ полости *C*, а именно 30—35 atm., продавливаетъ нефть черезъ рядъ сопловыхъ плитокъ *F* съ мелкими отверстиями *), въ которыхъ нефть механически

*) Разстояніе между плитками *F* поддерживается тонкими пластинками *G*.

раздробляется и увлекается въ рядъ очень узкихъ боковыхъ каналовъ въ нижнемъ конусѣ сѣдла клапана. Изъ этихъ каналовъ распыленная нефть равномерной струей попадаетъ въ цилиндръ, гдѣ и самовоспламеняется отъ горячаго воздуха. Все содержимое игольчатаго клапана, т. е. все количество нефти, поданное за 2 оборота вала нефтянымъ насосомъ, продувается до чиста въ цилиндръ.

Передача отъ кулачнаго распредѣлительнаго валика на игольчатый клапанъ представлена на фиг. 159 и понятна безъ дальнѣйшихъ объясненій. Изъ



Фиг. 159.—Передача къ форсункѣ Дизеля отъ распредѣлительнаго валика.

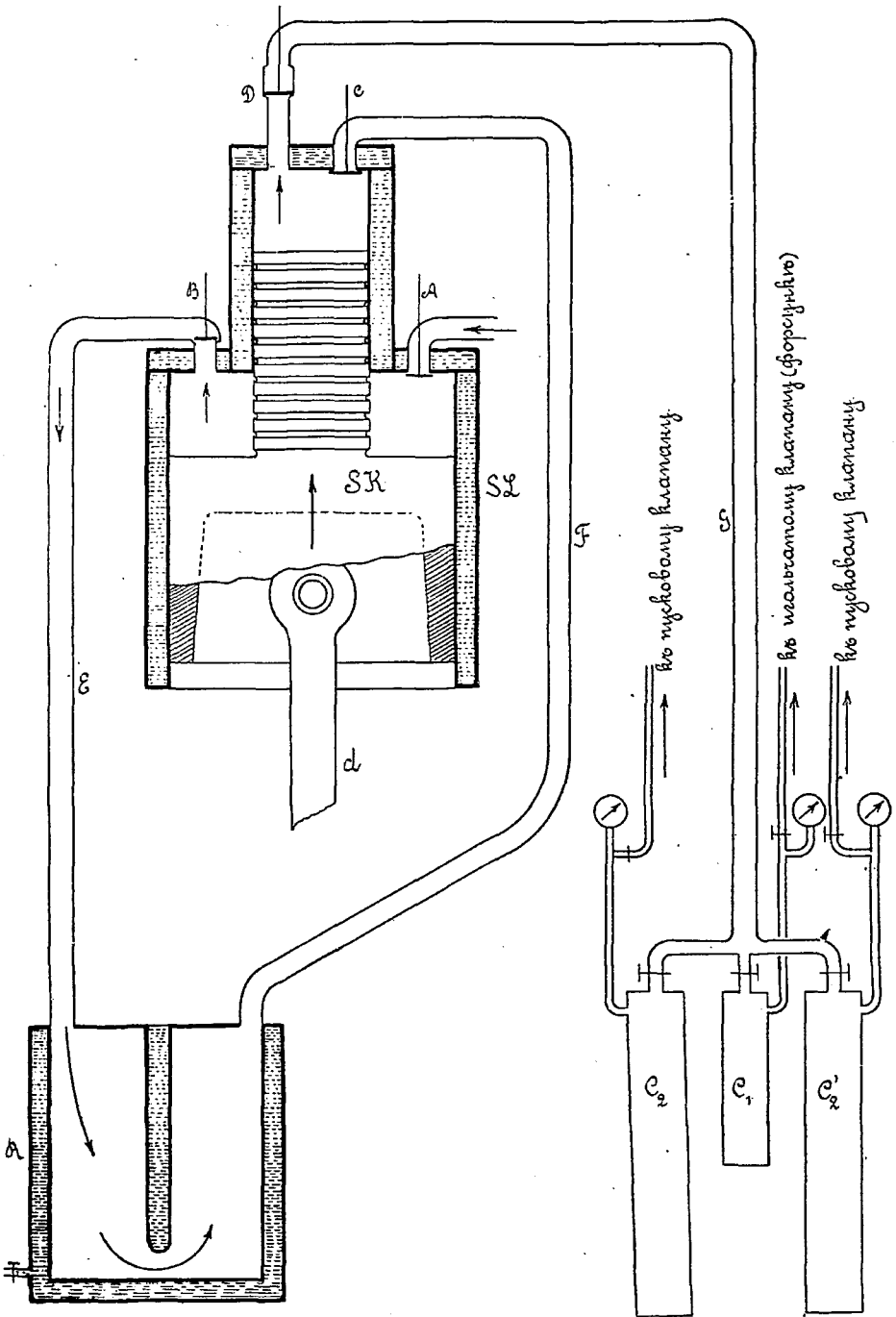
фиг. 159 видно, что втулка рычага сидитъ на своемъ центрѣ вращения съ зазоромъ сверху при рабочемъ положеніи пусковой рукоятки. Если эту рукоятку перевести въ боковое положеніе, то рычагъ сдвигается влѣво на величину зазора во втулкѣ, точка опоры рычага получается сверху валика и роликъ рычага выходитъ изъ соприкосновенія съ кулачнымъ распредѣлительнымъ валикомъ, т. е. игольчатый клапанъ выключается изъ дѣйствія. Въ то же время пусковая рукоятка совершенно аналогично, но обратно, дѣйствуетъ на рычагъ пускового клапана сжатого воздуха и включаетъ его, вслѣдствіе чего при его открываніи сжатый воздухъ изъ сосуда C_2 (фиг. 154) попадаетъ въ цилиндръ и оказываетъ давленіе на поршень, чѣмъ и приводитъ двигатель въ движеніе.

Какъ только двигатель разогнался (сдѣлалъ 2—3 полныхъ оборота), т. е. совершилъ подготовительные циклы, пусковая рукоятка ставится въ верхнее положеніе и двигатель переходитъ на работу топливомъ.

с) Воздушный компрессоръ и сосуды для воздуха.

Схемы дѣйствія и устройства компрессора и пусковыхъ сосудовъ показаны на фиг. 160. Компрессоръ дѣлается двухступенчатымъ, именно цилиндръ его SL представляетъ собою два цилиндра, расположенныхъ по системѣ тандемъ. Поршень сдѣланъ двухступенчатымъ— SK и приводится въ возвратно прямолинейное движеніе шатунчикомъ d (см. общій видъ двигателя на фиг. 152). При движеніи поршня внизъ воздухъ изъ атмосферы засасывается черезъ всасывающій клапанъ (самодѣйствующій) A и при ходѣ поршня вверхъ сжимается до 4—10 атм и выталкивается черезъ нагнетательный клапанъ B и

трубу *E* въ ресиверъ *R*, гдѣ воздухъ охлаждается, такъ какъ стѣнки ресивера охлаждаются водой, и очищается отъ пыли, которая осаждается на днѣ сосуда *R* и можетъ продуваться черезъ спускной кранъ. Черезъ этотъ же



Фиг. 160.—Схема компрессора и пусковыхъ сосудовъ Дизеля.

кранъ удаляется вода, которая получается вслѣдствіе влажности засосаннаго въ компрессоръ воздуха.

Изъ ресивера *R* при ходѣ поршня внизъ воздухъ всасывается черезъ трубу *F* и клапанъ *C* въ верхній, малый цилиндръ, гдѣ при движеніи поршня вверхъ воздухъ сжимается отъ 4—10 atm до давленія 45—60 atm.; при чемъ выталкивается черезъ нагнетательный клапанъ *D* въ трубу *G*, подводящую сильно сжатый воздухъ къ группѣ сосудовъ *C*₁, *C*₂ и *C*'₂.



Фиг. 161.—Видъ пусковыхъ сосудовъ Дизеля.

Оба цилиндра для сжатія воздуха дѣлаются съ двойными стѣнками и черезъ образовавшіяся рубашки заставляютъ циркулировать охлаждающую воду.

Изъ трубы *G* воздухъ попадаетъ въ стальные цилиндрическіе сосуды *C*₁, *C*₂ и *C*'₂, которые отдѣляются отъ трубы *G* помощью клапановъ. Сосуды *C*₂ и *C*'₂ являются пусковыми сосудами и ихъ клапаны закрываются, какъ только давленіе въ нихъ достигнетъ 35—40 atm. Сосудъ же *C*₁ сохраняетъ запасы воздуха при давленіи 50—60 atm для работы игольчатого клапана и поэтому его разобщающій вентиль при работѣ машины бываетъ открытъ.

Изъ сосудовъ *C*₁, *C*₂ и *C*'₂ идутъ трубки къ соответствующимъ органамъ машины: отъ сосуда *C*₁ къ игольчатому клапану и отъ сосудовъ *C*₂ и *C*'₂ къ пусковому клапану, при чемъ на всѣхъ трубкахъ имѣются запорные вентили и включаются манометры для опредѣленія давленія воздуха.

Обычно всѣ клапаны бываютъ сосредоточены въ стальныхъ литыхъ головкахъ пусковыхъ сосудовъ, что видно на внѣшнемъ видѣ сосудовъ, представленномъ на фиг. 161.

Пусковые сосуды должны быть опробованы давленіемъ 120 atm.

Въ случаѣ утраты воздуха изъ сосудовъ двигатель можетъ быть пущенъ въ ходъ помощью сжатого кислорода, который имѣется въ продажѣ въ стальныхъ баллонахъ подъ давленіемъ 60 atm*). Въ этомъ смыслѣ выгодно имѣть отдѣльный приводный компрессоръ, работающій отъ независимаго двигателя, особенно, если расходъ сжатого воздуха великъ, какъ это, напр., бываетъ въ судовыхъ и локомотивныхъ двигателяхъ Дизеля, гдѣ воздухъ нуженъ для реверсированія двигателя.

§ 99. Особенности двигателей внутреннего сгорания по роду службы.

Стационарные двигатели, обслуживающіе фабрики, заводы и силовыя станціи должны быть рассчитаны на долготѣтную службу, а

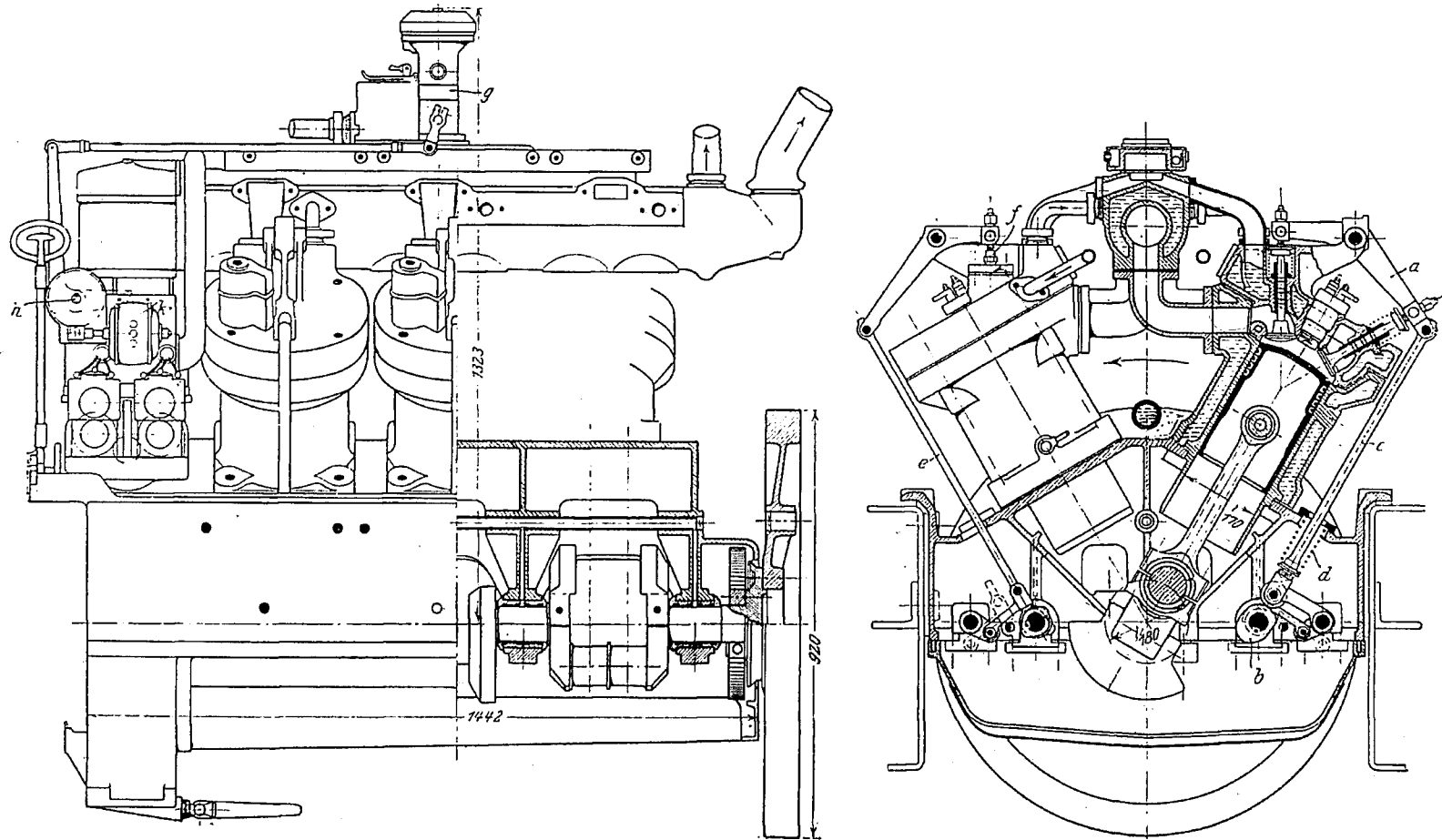
*) Въ Кіевѣ на заводѣ „Карбоникъ“.

потому должны быть выполнены очень солидно и дѣлать умѣренное число оборотовъ, чтобы истирание частей было бы не очень велико. Обычно примѣняютъ число оборотовъ не свыше 200 въ минуту. Вѣсь двигателя на 1 лощ. силу мощности доходитъ до 100—150 kg. Наибольшее распространение имѣютъ здѣсь двигатели, работающіе на дешавомъ топливѣ, именно газосасывающіе и нефтяные Дизеля и въ мелкихъ установкахъ шведскіе двухтактные.

Въ качествѣ судовыхъ двигателей примѣняются главнымъ образомъ двигатели Дизеля, отчасти двухтактные шведскіе (напр., Болиндера). Реверсированіе, т. е. получение прямого и обратнаго хода достигается примѣненіемъ или двухъ комплектовъ клапановъ, которые могутъ быть включаемы по желанію, или же кулачный распредѣлительный валъ можетъ быть сдѣланъ съ двойнымъ количествомъ кулаковъ и притомъ такъ, что мы можемъ путемъ продольнаго сдвигенія вала заставить клапаны работать или отъ одного или отъ другого комплекта кулаковъ. Самое троганіе съ мѣста при реверсированіи производится сжатымъ воздухомъ, для чего запасы въ пусковыхъ сосудахъ должны быть достаточны для 8—10 реверсированій, слѣдующихъ непосредственно одно за другимъ. Полезно имѣть независимый компрессоръ для сжатаго воздуха. Такъ какъ судовые двигатели обычно выполняются многоцилиндровыми (4, 6, 8 и болѣе цилиндровъ), то при реверсированіи только половина цилиндровъ идетъ на сжатомъ воздухѣ, а половина сразу на топливѣ, вслѣдствіе чего двигатель сразу забираетъ ходъ. Процессъ реверсированія занимаетъ всего нѣсколько секундъ (10—15), т. е. совершается столь же быстро, какъ и при паровыхъ машинахъ. Судовые двигатели должны выполняться легкими, чтобы выиграть вѣсь для полезной нагрузки судна; поэтому примѣняютъ большое число оборотовъ до 300—400 въ минуту, вслѣдствіе чего вѣсь двигателей бываетъ около 30—50 kg на лощ. силу мощности.

Двигатели автомобильнаго типа обычно работаютъ по циклу Отто на легкомъ жидкомъ топливѣ: бензинѣ, бензолѣ или на смѣси спирта и бензола. Характерными особенностями автомобильныхъ двигателей являются ихъ малые размѣры и вѣсь, что достигается увеличеніемъ числа оборотовъ въ минуту до 800—1200 и примѣненіемъ матеріаловъ высокаго качества. Обычно двигатели выполняются многоцилиндровыми. Примѣръ устройства 100-сильнаго 6 цилиндроваго двигателя завода Отто въ Дейтцѣ (Кельнѣ) показанъ на фиг. 162. Обычно, однако, мощность автомобильныхъ двигателей не превышаетъ 20—40 лощ. силъ. Вѣсь двигателей 6—15 kg на 1 лощ. силу мощности.

Совершенно своеобразную группу представляютъ легкіе аэропланые двигатели, работающіе исключительно на бензинѣ. Главная цѣль, къ которой стремятся въ этой области,—это возможное облегченіе двигателя и его установки. Поэтому здѣсь обычно вмѣсто водянаго охлажденія цилиндровъ примѣняютъ охлажденіе воздушное, т. е. снабжаютъ цилиндръ и крышку ребристыми приливами, которые отводятъ теплоту въ атмосферный воздухъ довольно хорошо, такъ какъ ско-

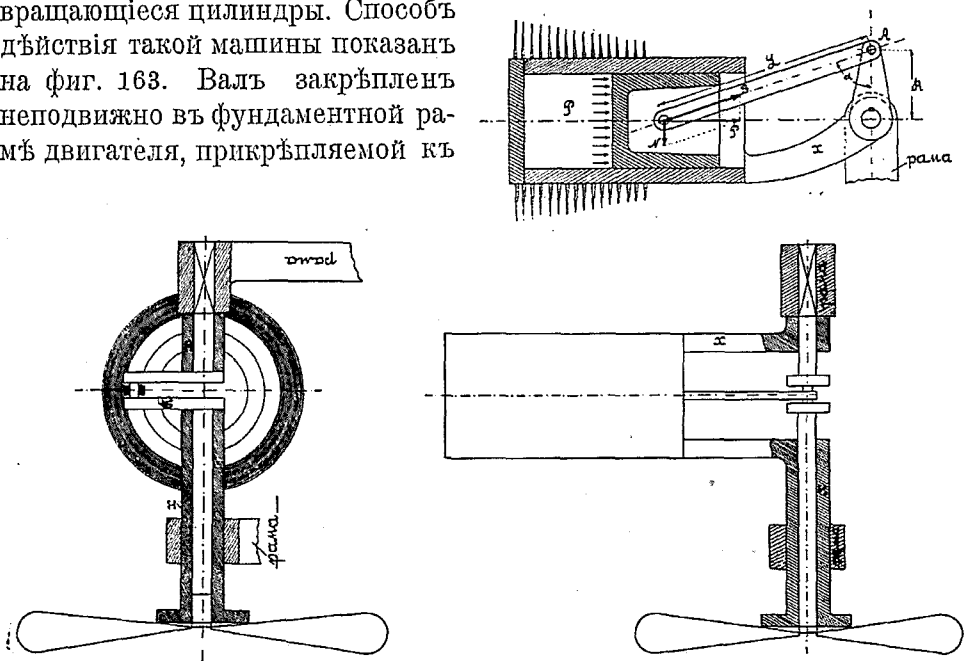


Фиг. 162.— Устройство автомобильного двигателя.

рость движенія аэроплановъ довольно велика, т. е. ребра энергично омываются воздухомъ. Благодаря воздушному охлажденію, исчезаетъ бакъ съ запасной водой и приборы для повторнаго охлажденія воды.

Далѣе къ аэропланнмъ двигателямъ примѣняютъ еще большее число оборотовъ, чѣмъ къ двигателямъ автомобильнымъ, именно 1200—2000 въ минуту и употребляютъ матеріалы для постройки чрезвычайно высокаго качества, благодаря чему относительный вѣсъ двигателей еще значительно ниже, чѣмъ двигателей автомобильныхъ. Нельзя однако не отмѣтить, что вмѣстѣ съ этимъ двигатель становится, такъ сказать, хрупкимъ и подвергающимся быстрому износу: срокъ его службы въ вполнѣ исправномъ состояніи не болѣе 2—3 лѣтъ.

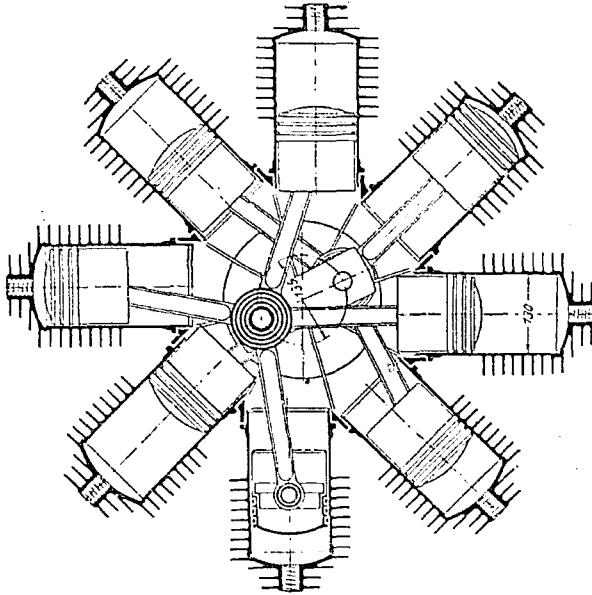
Для улучшенія охлажденія цилиндровъ и для облегченія двигателя путемъ уничтоженія маховика, служащаго для равномерности вращенія вала двигателя, примѣняютъ въ аэропланнхъ двигателяхъ вращающіеся цилиндры. Способъ дѣйствія такой машины показанъ на фиг. 163. Валъ закрѣпленъ неподвижно въ фундаментной рамѣ двигателя, прикрѣпляемой къ



Фиг. 163.—Схема устройства двигателя съ вращающимся цилиндромъ (аэропланнй двигатель).

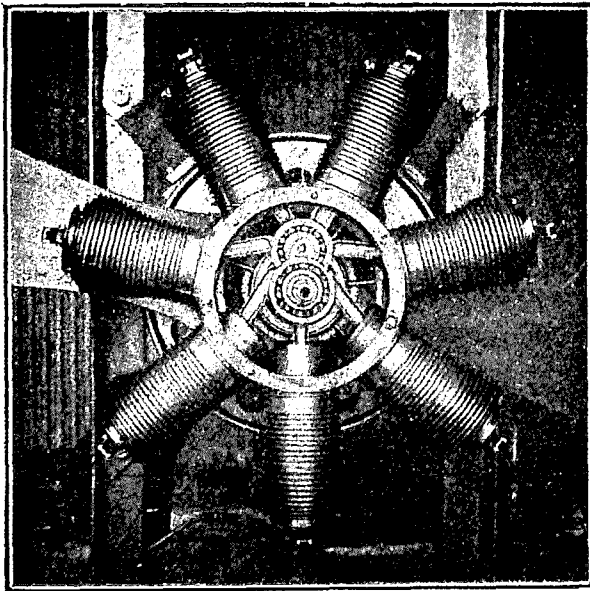
остову аэроплана, и вращаться не можетъ. Кривошипъ стоитъ все время въ одинаковомъ положеніи. Цилиндръ, наоборотъ, снабженъ хвостовикомъ *x*, который обхватываетъ неподвижный валъ и можетъ на немъ вращаться. Къ гильзѣ хвостовика *x* укрѣпляется аэропланнй винтъ—„пропеллеръ“. Когда въ рабочей полости цилиндра *P* происходитъ горѣніе и расширение, то общее давленіе на поршень *P* въ кривокопфномъ шарнирѣ разлагается на два составляющихъ: *S* въ направленіи шатуна, которое уничтожается сопротивленіемъ неподвижнаго кривошипа, и *N*, дѣйствующее нормально на стѣнку цилиндра и заставляющее весь цилиндръ вращаться около вала,

вслѣдствіе чего и получится относительное перемѣщеніе цилиндра и поршня. Центр пальца кривошипа *A* остается все время въ од-



Фиг. 164.—Разрѣзъ 7-цилиндроваго аэропланнаго двигателя съ вращающимися цилиндрами.

номъ положеніи. Величина силы *N* равна $N = P \sin \beta$, но $\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha$, т. е. $N = \frac{R}{L} \sin \alpha$.



Фиг. 165.—Наружный видъ аэропланнаго двигателя съ вращающимися цилиндрами.

Уголь α проходитъ за 1 оборотъ цилиндра значенія отъ $\alpha = 0$ до $\alpha = 2\pi$, при чемъ $\sin \alpha$ два раза проходитъ черезъ значеніе 0 и два

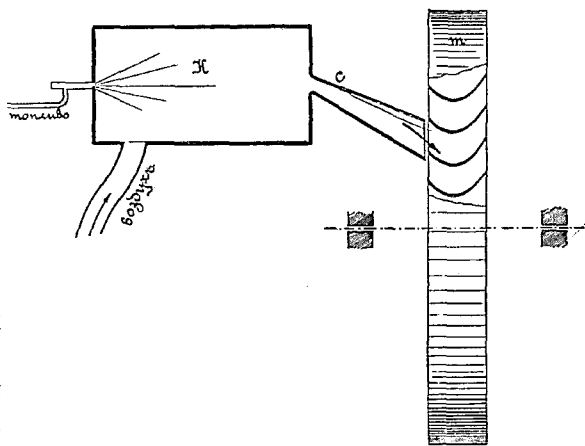
раза черезъ значеніе 1. Чтобы сила N была бы по возможности больше, нужно дѣлать шатунъ L короткимъ, а кривошипъ R длиннымъ.

Благодаря вращающимся цилиндрамъ, которыхъ число въ аэропланнхъ двигателяхъ бываетъ до 6—8 штукъ, располагаемыхъ симметрично, охлажденіе цилиндровъ происходитъ очень хорошо, кромѣ того, масса вращающихся цилиндровъ замѣняетъ собою дѣйствіе маховика, т. е. вращеніе получается равномернымъ. Недостаткомъ такого типа двигателя является сложность распредѣленія горючаго и смазки. Всѣ двигатели съ вращающимися цилиндрами часто бываетъ меньше 1 kg на 1 лощ. силу мощности. На фиг. 164 показано примѣрное устройство двигателя сист. Фарко въ 100 лощ. силъ мощности при 1400 оборотовъ въ минуту, а на фиг. 165 наружный видъ такого двигателя.

§ 100. Понятіе о турбинахъ внутренняго сгоранія.

Въ настоящее время имѣютъ распространеніе исключительно поршневые двигатели внутренняго сгоранія. Однако теоретической невозможности построить ротативный, т. е. турбинный двигатель внутренняго сгоранія нѣтъ.

И въ дѣйствительности, въ послѣднее время дѣлаются попытки, пока еще не очень удачныя, построить промышленно годную турбину внутренняго сгоранія. Примѣрное устройство газовой турбины (съ горѣніемъ при постоянномъ давленіи) состоитъ въ слѣдующемъ. Въ камеру сжиганія (фиг. 166) поступаетъ съ одной стороны сильно сжатый компрессорный воздухъ, съ другой стороны горючее, при чемъ въ ней производится сжиганіе топлива. Продукты горѣ-



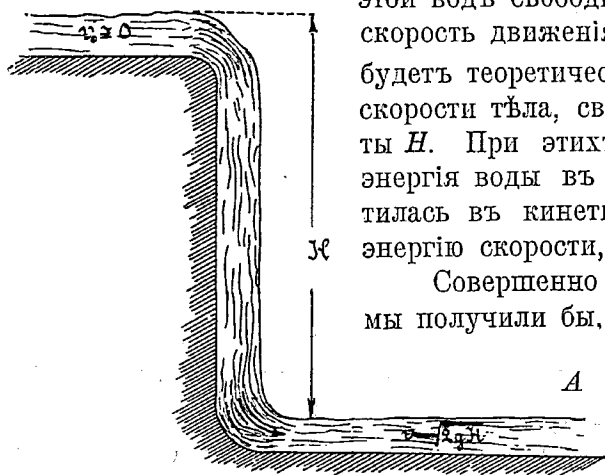
Фиг. 166.—Схема турбины внутренняго сгоранія.

нія выходятъ затѣмъ черезъ сопло на лопатки турбиннаго колеса и приводятъ его во вращательное движеніе. Всѣ законы, выведенные для паровыхъ турбинъ, приложимы и здѣсь, т. е. возможно примѣнять ступени давленія и скорости для уменьшенія числа оборотовъ.

Глава VII.—Гидравлическіе двигатели.*)

§ 101. Энергія воды.

Какъ извѣстно изъ механики, каждое тяжелое тѣло, поднятое надъ землею, обладаетъ потенциальной энергіей, т. е. энергіей положенія. Не составляетъ, конечно, исключенія и вода. Если у насъ (фиг. 167) имѣется запасъ воды, поднятый надъ уровнемъ *A* на высоту *H* метровъ, то эта вода обладаетъ потенциальной энергіей, соответствующей высотѣ положенія ея частицъ надъ уровнемъ *A*. Если мы позволимъ



Фиг. 167.—Использованіе потенциальной энергіи воды.

этой водѣ свободно падать съ высоты *H*, то скорость движенія частицъ воды у уровня *A* будетъ теоретически $v = \sqrt{2gH}$, т. е. равна скорости тѣла, свободно падающаго съ высоты *H*. При этихъ условіяхъ потенциальная энергія воды въ верхнемъ резервуарѣ обратилась въ кинетическую энергію, т. е. въ энергію скорости, на нижнемъ уровнѣ.

Совершенно ту же самую скорость воды мы получили бы, если бы поставили запруду (плотину) *B* и сдѣлали бы внизу ея отверстіе, черезъ которое могла бы вытекать вода (фиг. 168). Скорость истеченія этой воды изъ отверстія была бы теоретически та же самая $v = \sqrt{2gH}$.

Дѣйствительная скорость истеченія воды бываетъ меньше вычисленной вслѣдствіе того, что частицы воды при своемъ движеніи

*) Для болѣе подробнаго ознакомленія рекомендую:

Проф. Евневичъ. Гидравлика (очень подробно теорія водяныхъ колесъ).

Эшеръ (переводъ подъ редакц. С. П. Шенберга). Теорія гидравлическихъ двигателей. 1913.

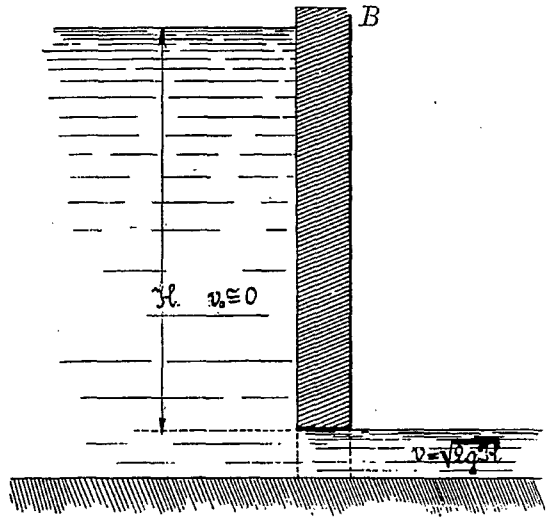
должны преодолевать различныя сопротивленія, какъ-то: треніе частицъ другъ о друга, треніе о стѣнки, сопротивленія отъ возникающихъ вихревыхъ движеній, сопротивленіе воздуха и т. д. Такъ что дѣйствительная скорость истеченія воды получается равной $v_g = \varphi v$, гдѣ φ —коэффициентъ скорости, всегда меньшей единицы.

Однако нетрудно понять, что величина работоспособности, т. е. энергіи даннаго источника воды, зависитъ не только отъ высоты напора H , но и отъ количества воды, прибывающей въ 1 времени, т. е. въ одну секунду. Если въ нашъ верхній резервуаръ въ одну секунду прибываетъ Q кубм воды, т. е. $1000 Q$ kg, то эта вода, падая съ высоты H , очевидно можетъ произвести работу $1000 QH$ kg. м или $\frac{1000 QH}{75}$ лош. силъ. Эта величина, которую мы обозначимъ черезъ букву L , называется теоретической работоспособностью даннаго источника воды, или его энергіей.

При использованіи этой работоспособности можетъ быть использована она не вся, такъ какъ часть энергіи уходитъ на преодоленіе тренія и другихъ внутреннихъ сопротивленій при процессѣ движенія жидкости. Эта потеря энергіи не является, конечно, потерей въ физическомъ смыслѣ, такъ какъ она только переходитъ въ иной видъ энергіи—именно въ теплоту, но теплота не можетъ быть использована гидравлическимъ двигателемъ, а потому и является потерей для гидравлическаго процесса. Въ дѣйствительности гидравлическимъ двигателемъ можетъ быть использована лишь энергія $L_e = \eta_e L =$

$= \eta_e \frac{1000 QH}{75}$. Среднее значеніе гидравлическаго коэффициента полезнаго дѣйствія η_e для хорошихъ установокъ бываетъ около 0,75. Поэтому $L_e = \frac{0,75 \cdot 1000 QH}{75} = 10 QH$. Если расходъ воды Q будетъ у насъ 100

литровъ въ секунду, т. е. 0,1 кубм, а напоръ $H = 1$ метру, то мы получимъ для двигателя возможность утилизировать 1 лош. силу, т. е. въ среднемъ мощность источника воды можно считать 1 лош. силу на 100 литровъ воды въ секунду и напоръ въ 1 метръ.



Фиг. 168.—Использование кинетической энергіи воды.

§ 102. Полезное дѣйствіе гидравлическихъ двигателей.

Энергія даннаго источника воды можетъ быть обращена въ механическую работу помощью гидравлическихъ двигателей, которые могутъ использовать или потенциальную, или кинетическую энергію воды. Какъ при томъ, такъ и при другомъ способѣ использованія въ полезную работу на валу двигателя можетъ быть обращена лишь часть энергіи воды.

Въ предыдущемъ параграфѣ мы видѣли, что если источникъ обладаетъ теоретической мощностью $L = \frac{1000 QH}{75}$ лош. силъ, то дѣйствительная гидравлическая его мощность есть только $L_e = \eta_i L$, гдѣ η_i есть гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія. Эта мощность L_e , которая используется двигателемъ, идетъ отчасти на полезную работу на валу двигателя, равную L_c , отчасти же на преодоленіе сопротивленій тренія и другихъ сопротивленій самого гидравлическаго двигателя; эту часть мощности назовемъ L_r . Тогда очевидно $L_e = L_c + L_r$. Отношеніе $\frac{L_c}{L_c + L_r} = \eta_m$ характеризуетъ очевидно нашъ двигатель съ точки зрѣнія механическихъ потерь и называется механическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія. Отношеніе же $\frac{L_c}{L} = \eta_m \cdot \eta_i = \eta$ даетъ понятіе объ общемъ совершенствѣ использованія нашимъ двигателемъ теоретическихъ запасовъ энергіи; коэффициентъ η называется полнымъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія гидравлической установки.

§ 103. Опредѣленіе теоретической мощности L источника въ натурѣ.

Если намъ представляется задача опредѣлить мощность какого либо гидравлическаго источника въ натурѣ, то это, очевидно, сводится къ опредѣленію дѣйствительнаго секунднаго расхода воды Q въ смъ и высоты напора H въ метрахъ.

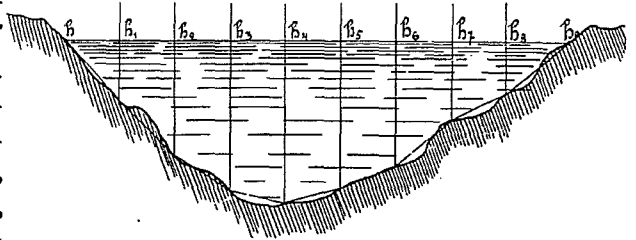
а) Опредѣленіе расхода воды Q .

Должно прежде всего имѣть въ виду, что расходъ воды даннаго источника большею частью является величиной переменнѣйшей, зависящей отъ времени года, количества осадковъ и т. п. Для промышленныхъ цѣлей необходимо установить не только высшій возможный расходъ Q_{\max} , но главнымъ образомъ и Q_{\min} , т. е. наименьшій расходъ, соотвѣтствующій наиболѣе сухому времени, чтобы можно было судить о выгодности гидравлической установки въ данной мѣстности и о наименьшей мощности, которую мы всегда будемъ имѣть въ своемъ распоряженіи.

Наиболѣе точный способъ измѣренія расхода Q есть непосредственное измѣреніе помощью большихъ баковъ, но способъ этотъ осуществимъ лишь при очень малыхъ расходахъ воды. Весь источникъ мы каптируемъ помощью жолоба или трубы и направляемъ въ теченіе нѣкотораго времени въ градуированный бакъ или бочку, чѣмъ и опредѣлится секундный расходъ воды.

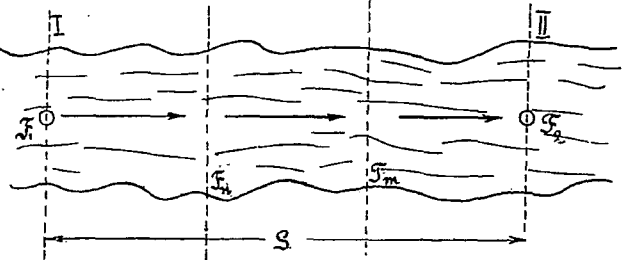
При сколько-нибудь значительныхъ расходахъ воды способъ этотъ непримѣнимъ и необходимо прибѣгнуть къ способу измѣренія скорости воды и площади поперечнаго сѣченія источника. Дѣйствительно, если площадь сѣченія источника есть F кв. м, а скорость теченія воды v м/с, то расходъ будетъ Fv куб. м/с.

Площадь поперечнаго сѣченія источника F опредѣляютъ такъ (фиг. 169). Въ выбранномъ поперечномъ сѣченіи опускаютъ на различномъ разстояніи отъ берега лотъ и опредѣляютъ глубины h_1, h_2 и т. д. и по полученнымъ даннымъ составляютъ чертежъ поперечнаго сѣченія, по которому и подсчитываютъ площадь сѣченія F . Чѣмъ чаще сдѣланы промѣры, тѣмъ точнѣе будетъ подсчетъ площади F .



Фиг. 169.—Составленіе чертежа поперечнаго сѣченія рѣки.

Скорость теченія v можно опредѣлять различными способами, изъ которыхъ мы укажемъ на два простѣйшихъ. Опредѣленіе скорости теченія v помощью поплавка показано на фиг. 170. Выбираютъ два сѣченія потока I—II съ разстояніемъ S метровъ между ними въ такой части источника, гдѣ берега не дѣлаютъ крутыхъ загибовъ. Пускаютъ поплавокъ въ сѣченіи I и опредѣляютъ по секундомѣру время t , прохожденія поплавка до сѣченія II.

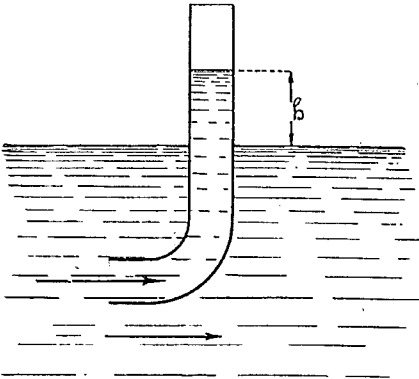


Фиг. 170.—Опредѣленіе скорости теченія по поплавкомъ.

Тогда средняя скорость теченія есть $v = \frac{S}{t}$ м/с. Для болѣе точнаго опредѣленія расхода Q необходимо при этомъ методѣ взять среднюю арифметическую площадь сѣченія F между F_1, F_2 и нѣсколькими промежуточными, т. е. если мы сдѣлаемъ промѣры въ n сѣченіяхъ, то расчетное $F = \frac{\Sigma F_n}{n}$.

Другой способъ опредѣленія скорости—пользованіе трубкою Пито. Трубка Пито (фиг. 171) представляетъ собою стеклянную трубку съ отогну-

тымъ подь прямымъ угломъ концомъ. Этотъ загнутый конецъ вставляють въ источникъ такъ, чтобы отверстие трубки было обращено прямо противъ теченія. Тогда вода въ трубкѣ поднимается на высоту h , которая и характеризуетъ скоростной напоръ источника, почему скорость $v = \alpha \sqrt{2gh}$, гдѣ g —ускореніе силы тяжести ($9,81 \text{ m/s}^2$), а α коэффициентъ, зависящій отъ свойствъ трубки, который можно принять равнымъ 0,87.



Фиг. 171.—Опредѣленіе скорости трубкой Пито.

Для точности опредѣленія расхода воды необходимо произвести измѣреніе скорости на различныхъ глубинахъ и въ разномъ разстояніи отъ берега и взять затѣмъ среднюю арифметическую изъ сдѣланныхъ наблюденій. Поперечное сѣченіе промѣряется только одно.

Самое лучшее произвести для контроля одновременно опредѣленіе и помощью поплавка, и помощью трубки Пито.

в) Опредѣленіе напора H .

Если гидравлическая установка предполагается въ мѣстности съ крутымъ паденіемъ источника, т. е. съ большимъ напоромъ, то величину его мы можемъ получить путемъ непосредственной нивелировки. Если же гидравлическая установка предполагается въ мѣстности съ слабымъ паденіемъ (большинство источниковъ Россіи), то напоръ создается искусственно путемъ сооруженія плотины, которая, задерживая теченіе, подымаетъ уровень и создаетъ прудъ, затопляющій низменные берега источника. Здѣсь можно опредѣлить высоту напора H только путемъ тщательной нивелировки окружающей мѣстности и послѣ приведенія въ ясность вопроса о томъ, до какихъ границъ возможно допустить образованіе верхняго пруда. Задача эта—это уже задача землѣбра, а не механика, которому остается воспользоваться лишь имѣющимися данными.

§ 104. Классификація гидравлическихъ двигателей.

Гидравлическіе двигатели могутъ использовать или потенциальную энергію воды, т. е. ея напоръ (давленіе, соотвѣтствующее напору; высота напора 10 метровъ соотвѣтствуетъ давленію $1 \text{ atm} = 1 \text{ kg/cm}^2$) или же кинетическую энергію воды, т. е. ея скорость, которая является функціей напора. Къ числу двигателей перваго рода, т. е. использующихъ давленіе воды, принадлежать: поршневая водостолбовая машина и ротативный двигатель въ видѣ верхненаливнаго колеса. Кинетическую энергію используютъ нѣкоторые типы водяныхъ колесъ и

водяныя турбины. Наконецъ, имѣются двигатели, использующіе отчасти потенциальную, отчасти кинетическую энергію воды, какъ, напр., среднебойныя водяныя колеса.

Главнымъ образомъ употребляются двигатели ротативные, именно водяныя колеса и турбины. Примѣненіе водостолбовыхъ поршневыхъ машинъ чрезвычайно ограничено и съ ними въ практикѣ можно встрѣчаться лишь въ видѣ исключенія, почему этотъ родъ двигателей въ нашемъ курсѣ и не описывается.

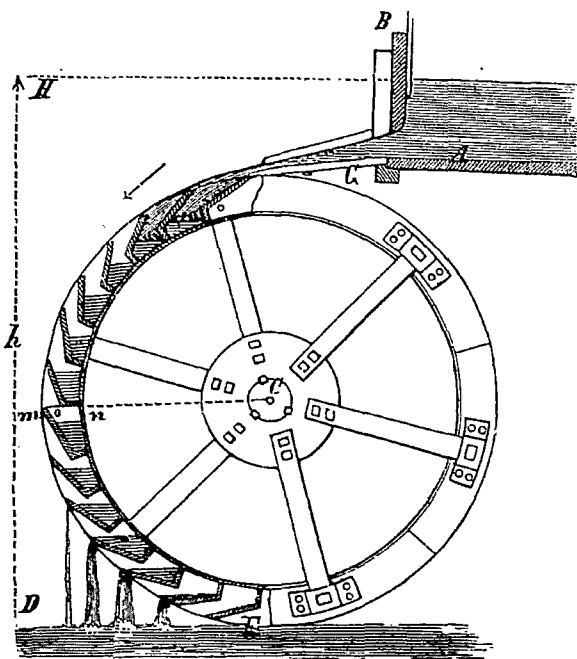
Водяныя колеса представляютъ настолько простой типъ гидравлическихъ двигателей, что изготовляются кустарнымъ способомъ лицами безъ всякихъ специальныхъ познаній; строительнымъ матеріаломъ является главнымъ образомъ дерево. Благодаря этимъ условіямъ водяныя колеса являются излюбленнымъ типомъ двигателя въ сельской промышленности (мельницы). Однако надо сказать, что рациональной конструкціей колеса могутъ быть настолько улучшены, что могутъ при извѣстныхъ условіяхъ (очень малые напоры) явиться и вполне рациональными двигателями, почему здѣсь имъ и отводится надлежащее мѣсто.

Водяныя турбины въ противоположность этому являются вполне промышленными двигателями. Изготовленіе ихъ требуетъ очень большихъ специальныхъ познаній и производится исключительно на заводахъ. Стоимость турбинъ много выше, и ихъ выгодно ставить въ силу этого только на болѣе крупныхъ вододѣйствующихъ станціяхъ. Неспоримыя выгоды турбины получаютъ при большихъ напорахъ.

§ 105. Верхненаливное колесо.

Верхненаливное или верхнебойное колесо утилизируетъ главнымъ образомъ потенциальную энергію воды и лишь въ незначительной степени кинетическую. Устройство колеса показано на фиг. 172. Изъ пруда, полученнаго вслѣдствіе наличности плотины, создающей разность между верхнимъ и нижнимъ уровнями воды, т. е. напоръ h , вода подводится къ колесу сверху помощью жолоба A . Этотъ жолобъ устраивается небольшой глубины и вода вытекаетъ изъ него черезъ отверстіе, перекрываемое регулирующимъ щитомъ на наклонный желобъ G , установленный съ наклономъ около 1:10 къ горизонту. Скорость теченія воды въ жолобѣ G небольшая, соотвѣтствующая незначительному напору H . Количество воды, попадающей въ желобъ G , регулируется щитомъ. Непосредственно подъ желобомъ G располагается колесо, которое представляетъ собою деревянную конструкцію; колесо насажено на валъ наглухо; валъ большею частью тоже деревянный, снабженный лишь желѣзными шейками, лежащими въ коренныхъ подшипникахъ. Окружность колеса покрыта деревянной опалубкой и снабжена бортами, между которыми укрѣплены деревянные же лопатки, образующія по окружности колеса цѣлый рядъ ковшей или ящичковъ, въ которые и сливается вода изъ подводящаго желоба G .

Такъ какъ вода вступаетъ на ковши съ нѣкоторой, хотя и небольшой скоростью, то производитъ на лопатки незначительный скоростной ударъ, вслѣдствіе котораго колесо приходитъ въ движеніе въ направленіи стрѣлки на чертежѣ. Однако это активное напорное дѣйствіе невелико и главная причина вращенія колеса заключается въ томъ, что вода, попавъ въ ящики, образуемые лопатками, вѣсомъ своимъ образуетъ моментъ, вращающій колесо около его оси. При дальнѣйшемъ вращеніи вода начинаетъ выливаться изъ ковшей въ нижній, отводной жолобъ и ковши колеса поднимаются пустыми. Чтобы по возможности ослаблять вредное вліяніе центробѣжной силы воды, заключенной между лопатками, которая стремится удалить воду съ лопатокъ, скорость вращенія верхненаливныхъ колесъ должна быть невелика, не выше 1,5—2 м/с на окружности колеса. Полное полезное дѣйствіе верхненаливныхъ колесъ при хорошемъ выполненіи ихъ можетъ достигать до 0,70—0,80, т. е. это колесо представляетъ весьма выгодный двигатель для сельской промышленности. Хорошаго дѣйствія верхненаливного колеса можно достигнуть при малыхъ напорахъ въ предѣлахъ $H=2-3$ м.

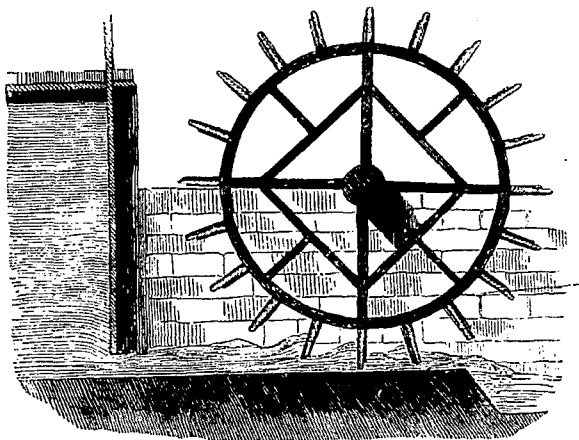


Фиг. 172.—Верхненаливное колесо.

§ 106. Пошвенное колесо (подливное колесо).

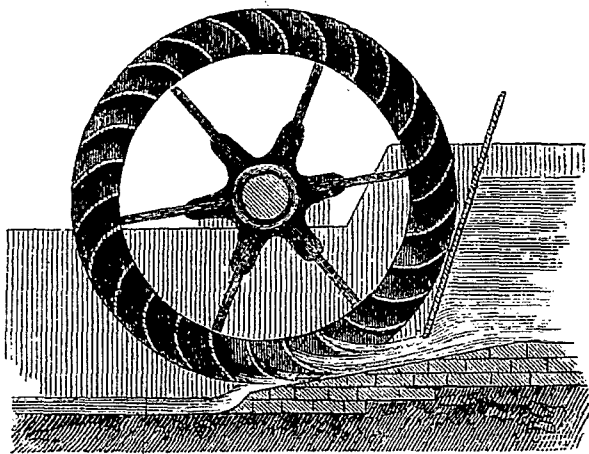
Пошвенное колесо, изображенное на фиг. 173, представляетъ собою машину, утилизирующую только кинетическую энергію воды. Поэтому необходимо сначала преобразовать напоръ воды въ скорость истеченія, для чего въ плотинѣ, создающей напоръ, устраивается внизу отверстіе, регулируемое щитомъ. Изъ отверстія вода вытекаетъ со скоростью $v_0 = \varphi \sqrt{2gH}$ въ прямоугольнаго сѣченія русло, надъ которымъ и располагаютъ колесо. Само колесо представляетъ собою простѣйшую деревянную конструкцію. Именно, къ деревянному валу помощью деревянныхъ же спицъ укрѣпляется ободъ, который снабжается прямыми лопатками, опущенными въ русло. По ширинѣ лопатки занимаютъ все русло за исключеніемъ очень малыхъ зазоровъ у боковыхъ стѣнокъ; зазоры эти должны быть возможно меньшими,

чтобы вода не уходила, не совершая работы. Струя воды, двигаясь со скоростью v , въ руслѣ, производитъ скоростной напоръ на лопатки колеса, которое и приходитъ во вращеніе. Для хорошаго дѣйствія колеса необходимо ставить его какъ можно ближе къ щиту, щитъ располагать подъ угломъ 60° къ горизонту, а полъ русла выкладывать или наклонно, или еще лучше закруглить часть русла подъ самымъ колесомъ. За колесомъ полезно сдѣлать небольшой уступъ, чтобы, пройдя колесо, вода уходила свободно.



Фиг. 173.—Попшвенное колесо.

Однако благодаря большимъ потерямъ воды и потерямъ отъ удара воды въ лопатки полное полезное дѣйствіе попшвенныхъ колесъ не особенно велико, оно въ среднемъ равно $0,3—0,35$. Тѣмъ не менѣе вслѣдствіе чрезвычайной простоты и дешевизны устройства и возможности использовать самые ничтожные напоры (даже естественную скорость теченія въ рѣкѣхъ помощью такъ называемыхъ барочныхъ колесъ) попшвенныя колеса имѣютъ большое распространеніе.



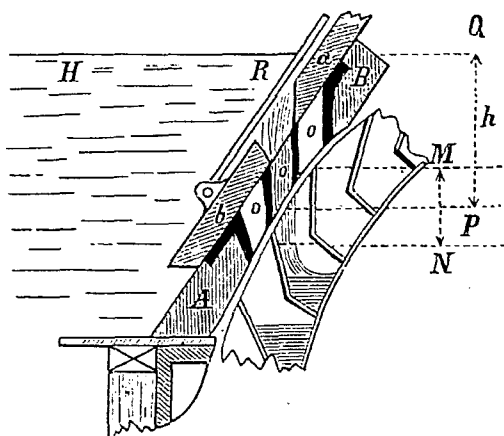
Фиг. 174.—Колесо Понсле.

Видоизмѣненіе попшвеннаго колеса представляетъ собою колесо Понсле съ кривыми лопатками, изображенное на фиг. 174. Эти колеса выполняются обычно желѣзными, въ особенности же кривыя лопатки; поэтому колесо обходится значительно дороже. Форма кривой лопатки выбирается такъ, что вода, текущая въ руслѣ, вступаетъ на лопатки безъ удара и только производитъ скоростное давленіе, соответствующее скорости теченія и количеству воды. Благодаря устраненію этой важной гидравлической потери полезное дѣйствіе колесъ Понсле значительно выше простыхъ попшвенныхъ и доходитъ до $0,6—0,7$.

§ 107. Средненаливныя колеса (съ направляющей рѣшеткой).

Если напоръ и количество воды сильно переменны, то употребленіе верхненаливныхъ колесъ неудобно, ибо при паденіи напора

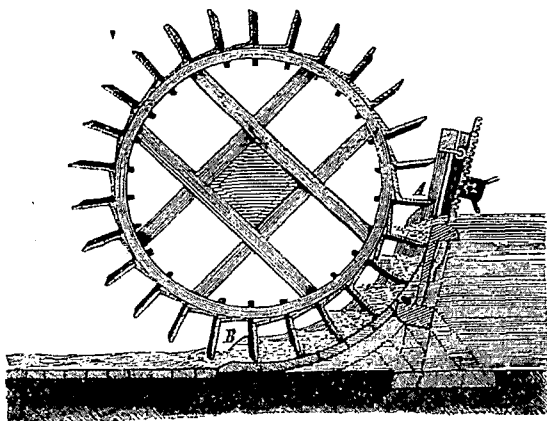
колесо может остаться совсѣмъ безъ воды. Поэтому при переменныхъ напорахъ предпочитаютъ примѣнять средненаливныя колеса, въ которыхъ вода наливается въ ковши не въ верхней части колеса, а



Фиг. 175.—Средненаливное колесо съ направляющей рѣшеткой.

сбоку, ближе къ горизонтальному диаметру. Въ этомъ случаѣ вода подводится къ колесу не открытымъ желобомъ, а черезъ рядъ отверстій въ запрудной стѣнкѣ, регулируемыхъ щитами (фиг. 175). Если уровень воды подымается, то вода поступаетъ въ верхнее отверстие, если же уровень воды падаетъ, то она вливается въ ковши колеса ниже, черезъ нижнее отверстие, но колесо все же можетъ работать. Характерный случай сильно переменнаго напора представляетъ периодическое использование воды изъ пруда при очень маломъ расходѣ источника: мельница стоитъ нѣсколько дней, пока уровень воды въ прудѣ повысится, а затѣмъ накопленная вода расходуется, при чемъ расходъ воды колесомъ значительно превышаетъ естественный притокъ воды. При такихъ условіяхъ напоръ постепенно падаетъ, но мощность колеса мы можемъ поддерживать все время одинаковой, увеличивая количество воды. При такихъ условіяхъ, конечно, съ теченіемъ времени напоръ падаетъ все сильнѣе и быстрѣе. Средненаливное колесо дѣйствуетъ отчасти вѣсомъ воды, отчасти скоростнымъ напоромъ ея вслѣдствіе истечения воды изъ рѣшетки подъ напоромъ h . Расстояние между крайними отверстиями въ рѣшеткѣ MN должно соответствовать наибольшему колебанію напора. Обычно число отверстій въ направляющей рѣшеткѣ отъ 3 до 5 (на фиг. 175 только два). Полное полезное дѣйствіе средненаливныхъ колесъ въ зависимости отъ колебанія уровня измѣняется

(уменьшается съ пониженіемъ уровня, ибо уменьшается использование потенциальной энергии воды) и доходитъ до 0,6—0,8.



Фиг. 176.—Среднебойное колесо (съ водосливомъ).

§ 108. Среднебойное колесо (колесо съ водосливомъ).

Колесо съ водосливнымъ спускомъ изображено на фиг. 176. Колесо устраивается или съ прямыми, какъ на фиг. 176, или съ закри-

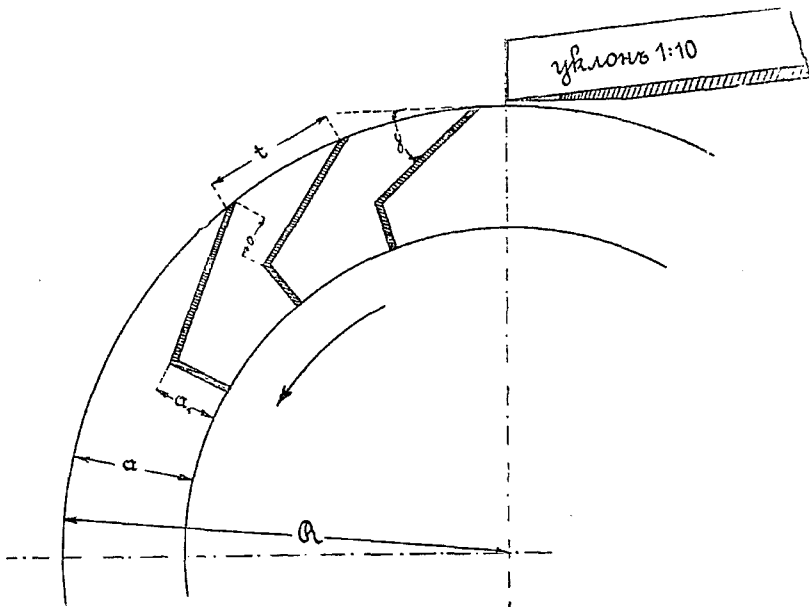
вленными лопатками и устанавливается въ руслѣ, которое должно быть пригнуто по возможности съ весьма малыми зазорами къ колесу (лучше поэтому русла изъ тесаннаго камня). Вода поступаетъ на лопатки черезъ водосливъ и дѣйствуетъ на лопатки какъ вѣсомъ, такъ и скоростью, т. е. происходитъ использование и того, и другого вида энергіи. Подобныя колеса употребляются при малыхъ и среднихъ напорахъ (0,5—2 м.) и даютъ полный коэффициентъ полезнаго дѣйствія до 0,6—0,65. Ихъ рекомендуютъ при переменномъ уровнѣ нижней воды.

§ 109. Основныя расчетныя данныя для построения водяныхъ колесъ.

Въ виду того, что построение водяныхъ колесъ является весьма обычной житейской работой въ практикѣ не только инженера, но и любого хозяина имѣнія, считаю необходимымъ привести здѣсь основныя данныя по расчету водяныхъ колесъ.

а) Верхненаливное колесо.

Диаметръ колеса D выбирается нѣсколько меньше высоты напора, въ среднемъ $D = H - 0,5$ м. Наибыгоднѣйшая скорость на окружности не должна



Фиг. 177.—Ковши верхненаливнаго колеса.

выходить изъ предѣловъ $u = 1,5$ до 3 м/с. Послѣ выбора діаметра D и скорости u опредѣляется число оборотовъ, при которомъ должно работать колесо

$n = \frac{60u}{\pi D}$. Очертаніе деревянныхъ лопатокъ (фиг. 177) выбирается такъ: глубина лопатки a въ направленіи радіуса берется въ предѣлахъ отъ

$a = \sqrt[3]{\frac{1}{6}H}$ до $\sqrt[3]{\frac{1}{4}H}$. Ширина основанія a_1 (въ направленіи радіуса) бе-

рется равной $\frac{1}{2} a$. Направленіе краевъ ковша выбирается такъ, чтобы вступленіе воды происходило на колесо по возможности безъ удара; этому условію примѣрно удовлетворяетъ уголъ $\delta = 30^\circ$ между направлениемъ лопатки и касательной къ наружной окружности колеса въ точкѣ пересѣченія ея съ лопаткою. Перекрыша однимъ ковшомъ другого e около $\frac{1}{4}$ шага t . Величина же шага t обычно лежитъ въ предѣлахъ 350—500 м/м. Ширина ковшей b (въ направленіи образующей колеса, т. е. размѣръ, параллельный оси колеса) опредѣляется по расходу воды Q такъ: объемъ, описываемый ковшомъ въ 1 секунду, есть abu см³, но этотъ объемъ не заливается водой вполне, а только на $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{4}$ (коэффициентъ наполненія $\varepsilon = 0,5$ до 0,25; въ среднемъ 0,35). Поэтому можно приравнять $\varepsilon abu = Q$, откуда и опредѣлится ширина колеса $b = \frac{Q}{\varepsilon au}$. Ширина русла, подводящаго воду, берется $b = 0,2$ м., т. е. нѣсколько ѳже колеса.

б) Пошвенное колесо.

Наклонъ щита къ горизонту 60° . Наклонъ прямого русла подь колесомъ 1:20. Диаметръ колеса до 6 метровъ, окружная наибыводигѣйшая скорость $u = 0,4 \sqrt{2gH}$. Длина лопатокъ въ радіальномъ направленіи $a =$ отъ 300—550 м/м, имѣя въ виду, чтобы высота лопатки была въ $2\frac{1}{2}$ —3 раза больше слоя текущей въ руслѣ воды. Коэффициентъ наполненія, стало быть, $\varepsilon = 0,4$ —0,3. Ширина колеса $b = \frac{Q}{\varepsilon au}$. Въ колесахъ Понсле берутъ: $D = 4H$; $u = 0,55 \sqrt{2gH}$; $\varepsilon = 0,5$ и $t = 0,3H$ (шагъ), $a = 0,75$ —1,2 м.

с) Средненаливныя колеса.

$D = H + 3,5$ м.; $u = 1,6$ —2,2 м/с.; a въ предѣлахъ отъ $0,4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$ до $0,5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$; $\varepsilon = 0,3$ —0,6; $b = \frac{Q}{\varepsilon au}$, шагъ $t = 0,5 a$ до 0,7 а.

д) Колеса съ водосливнымъ спускомъ.

$D =$ отъ $3H$ до $4H$; $u = 1,4$ —1,7 м/с.; $Q = \mu b_0 h \sqrt{2gh}$, гдѣ b_0 ширина и h высота слоя воды въ водосливѣ; $\mu = 0,45$ до 0,5; зная h , опредѣлимъ по расходу воды Q ширину водослива b_0 . Высота лопатокъ берется около 350—400 м/м., во всякомъ случаѣ съ расчетомъ, чтобы коэффициентъ наполненія былъ не болѣе $\varepsilon = 0,5$.

§ 110. Классификація водяныхъ турбинъ.

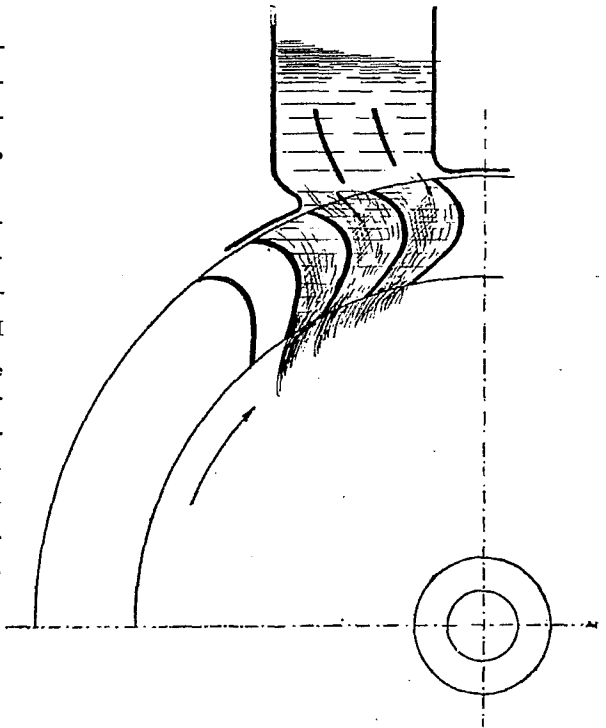
Водяными турбинами называются ротативныя двигатели, у которыхъ мѣсто выхода воды изъ машины другое, чѣмъ мѣсто входа. Въ колесахъ вода поступаетъ и выливается по внѣшней окружности колеса, въ турбинѣ же, если вода поступаетъ на лопатку со стороны внѣшней окружности, то вытекаетъ по внутренней сторонѣ. Далѣе въ

турбинахъ вода дѣйствуетъ на лопатки безударно, только давленіемъ, соотвѣтствующимъ скорости.

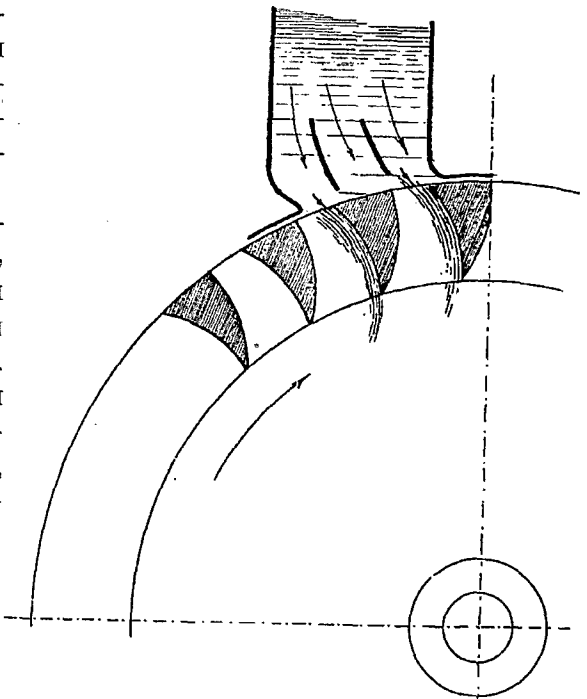
Въ конструктивномъ отношеніи водяныя турбины раздѣляются на большое число классовъ, при чемъ главнѣйшія изъ нихъ слѣдующія:

а) Если турбинныя лопатки очерчены такъ, что сѣченіе между лопатками суживается по мѣрѣ движенія воды отъ входа къ выходу (фиг. 178), то все разстояніе между лопатками бываетъ заполнено водой, скорость которой по мѣрѣ движенія къ выходу увеличивается, и давленіе воды между лопатками постепенно уменьшается, т. е. на лопаткахъ происходитъ преобразование потенциальной энергіи въ кинетическую. Такія турбины называются турбинами съ избыткомъ давленія (по старой терминологіи—реактивными), ибо при входѣ воды на лопатки, вслѣдствіе суженія сѣченія между ними, получается нѣкоторый подпоръ воды, т. е. избытокъ давленія.

Въ противоположность этому можно устроить турбину, у которой лопатки очерчены такъ, что сѣченіе между ними уширяется къ выходу (фиг. 179). Тогда струя воды, выпущенная на лопатку, не заполняетъ всего сѣченія между лопатками, а двигается лишь опредѣленной толщины слоемъ вдоль лопатки, оказывая на нее давленіе. Такія турбины называются струйными или безъ избытка давленія (по старой терминологіи—активными турбинами).

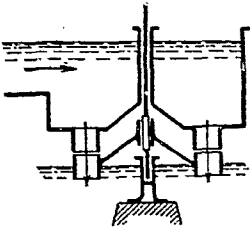


Фиг. 178.—Схема работы водяной турбины съ избыткомъ давленія.

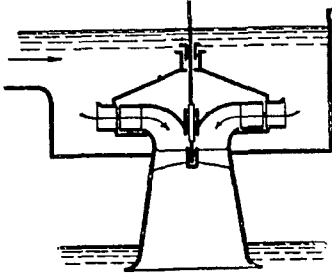


Фиг. 179.—Схема работы водяной струйной турбины.

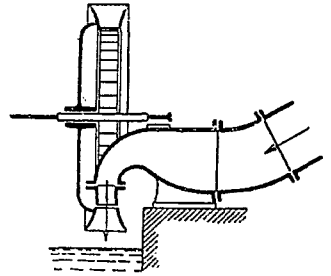
б) По способу подвода воды на турбинное колесо различают турбины осевые, когда вода протекаетъ въ направленіи параллельномъ оси турбиннаго вала (фиг. 180), и радіальныя, когда вода поступаетъ въ турбину въ направленіи радіуса турбиннаго колеса (фиг. 181). При этомъ подводъ воды можетъ быть съ наружной стороны, какъ на фиг. 181 или съ внутренней, какъ на фиг. 182.



Фиг. 180.—Типъ осевой турбины.



Фиг. 181.—Типъ радіальной полной турбины.

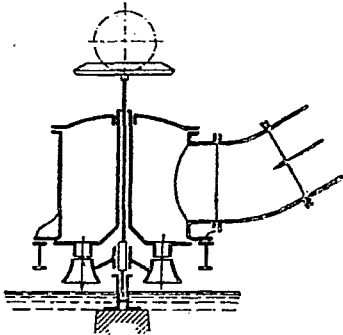


Фиг. 182.—Типъ радіальной парціальной турбины.

в) Далѣе различаютъ турбины съ вертикальнымъ валомъ (фиг. 181) или съ горизонтальнымъ валомъ (фиг. 182).

г) Турбина можетъ быть установлена въ открытомъ колодцѣ

(фиг. 181), что возможно лишь при небольшихъ напорахъ. При большихъ напорахъ турбину дѣлаютъ закрытой въ особомъ кожухѣ, къ которому подводятъ воду трубой (фиг. 183).



Фиг. 183.—Типъ закрытой турбины.

е) Строятъ турбины, у которыхъ вода вступаетъ на турбинное колесо по всей окружности турбины; такія турбины называются полными (фиг. 181). Въ случаѣ же большихъ напоровъ при маломъ количествѣ воды турбины дѣлаютъ парціальными (фиг. 182), въ которыхъ вода вводится на

колесо только по небольшой части окружности, иногда даже только въ видѣ одной тонкой струи (струйныя колеса).

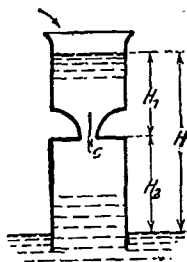
§ 111. Всасывающая труба.

Какъ упомянуто въ предыдущемъ §, у струйныхъ турбинъ (активныхъ) междулопаточныя промежутки не должны цѣликомъ заполняться водой. Поэтому необходимо, чтобы турбинное колесо работало въ воздухѣ и, слѣдовательно, его надо помѣщать выше наивысшаго уровня воды въ нижнемъ каналѣ.

Турбины съ избыткомъ давленія, у которыхъ междулопаточное пространство обязательно сплошь заполнено водой, могутъ работать и подъ водой безъ сколько-нибудь замѣтнаго уменьшенія полезнаго дѣйствія; между тѣмъ имѣющійся напоръ въ этомъ случаѣ вполне исполь-

зуются; поэтому всегда стараются колесо реактивной турбины заставить работать въ нижней водѣ. Но такое положеніе турбины неудобно для осмотра и ремонта; поэтому турбины съ избыткомъ давленія (реактивныя) снабжаютъ такъ называемой всасывающей трубой, благодаря которой самую турбину можно помѣстить выше, но, несмотря на это, использовать весь имѣющійся напоръ.

Примѣненіе всасывающей трубы основывается на принципѣ истеченія жидкости въ жидкость. Именно, если у насъ происходитъ истеченіе изъ горла въ сосудъ, заполненный водой, какъ на фиг. 184, то скорость истеченія въ горлѣ c оказывается соотвѣтствуетъ не высотѣ H_1 , а высотѣ $H = H_1 + H_2$, если только нижней сосудъ полностью заполненъ водой, т. е. теоретическая скорость истеченія $c = \sqrt{2gH}$.



Фиг. 184.—Истеченіе въ жидкость.

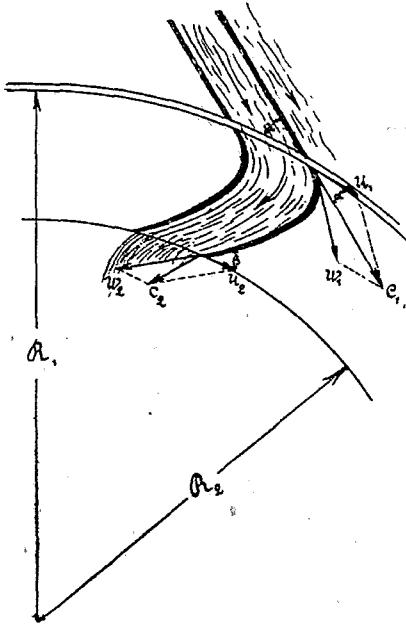
То же самое явленіе будетъ происходить и въ турбинѣ фиг. 181, снабженной сливной трубой, опущенной въ нижнюю воду, т. е. скорость воды при входѣ на турбину будетъ соотвѣтствовать всему напору H , т. е. высотѣ между верхнимъ и нижнимъ уровнемъ, несмотря на то, что турбина сама поставлена выше нижняго уровня. Для этого необходимо только, чтобы труба была сплошь заполнена водой. Заполненіе же ея водой происходитъ, какъ только начнетъ работать турбина, ибо вода захватитъ изъ турбины воздухъ, въ турбинѣ образуется разряженіе, и давленіемъ атмосферы вода подымается въ сливной трубѣ до турбины. Поэтому труба и называется всасывающей. Для возможности дѣйствія всасывающей трубы необходимо, чтобы высота ея была меньше высоты водяного столба, соотвѣтствующаго давленію атмосферы, т. е. меньше 10 метровъ. Нормально не дѣлаютъ этой высоты больше 6—7 метровъ. Кромѣ того, необходимо, чтобы всасывающая труба никогда не выходила изъ нижней воды, иначе столбъ воды во всасывающей трубѣ оборвется и она перестанетъ выполнять свои функціи.

§ 112. Общія правила очертанія лопатокъ турбины и направляющаго аппарата.

Главное правило въ устройствѣ лопатокъ въ направляющихъ вѣнцахъ и въ самомъ турбинномъ колесѣ—это, чтобы не происходило ударовъ воды о лопатки.

Скорость воды (фиг. 185) c_1 , съ которой вода поступаетъ на лопатки турбины съ направляющаго аппарата, разлагается на w_1 —скорость, касательную къ первому элементу лопатки, и скорость u_1 —окружную скорость вращенія турбины. Протекая между лопатками, вода измѣняетъ скорость съ w_1 на w_2 въ зависимости отъ сѣченія междулопаточнаго пространства. Кромѣ того, частицы воды у выхода съ лопатки имѣютъ окружную скорость u_2 (меньшую въ данномъ случаѣ, чѣмъ u_1 , ибо выходъ воды происходитъ на

меньшемъ радиусѣ вращенія R_2). Эти двѣ скорости слагаются и даютъ абсолютную скорость выхода съ лопатокъ c_2 . Напоръ, соответствующій скорости c_2 , т. е. $h = \frac{c_2^2}{2g}$, является потеряннмъ напоромъ; поэтому абсолютную скорость выхода c_2 стараются всегда сдѣлать поменьше, для чего уголъ наклона



Фиг. 185.—Правила очертанія лопатокъ турбины.

β лопатки къ внутренней окружности берутъ малымъ; далѣе стремятся къ тому, чтобы c_2 было направлено перпендикулярно къ касательной окружности вращенія въ мѣстѣ выхода воды. Уголъ α наклона лопатокъ направляющаго аппарата берутъ также небольшимъ ($18-25^\circ$). Сама лопатка очерчивается въ видѣ плавной кривой, при чемъ профиливаніе лопатокъ требуетъ специальныхъ познаній и излагается въ курсахъ гидравлическихъ двигателей.

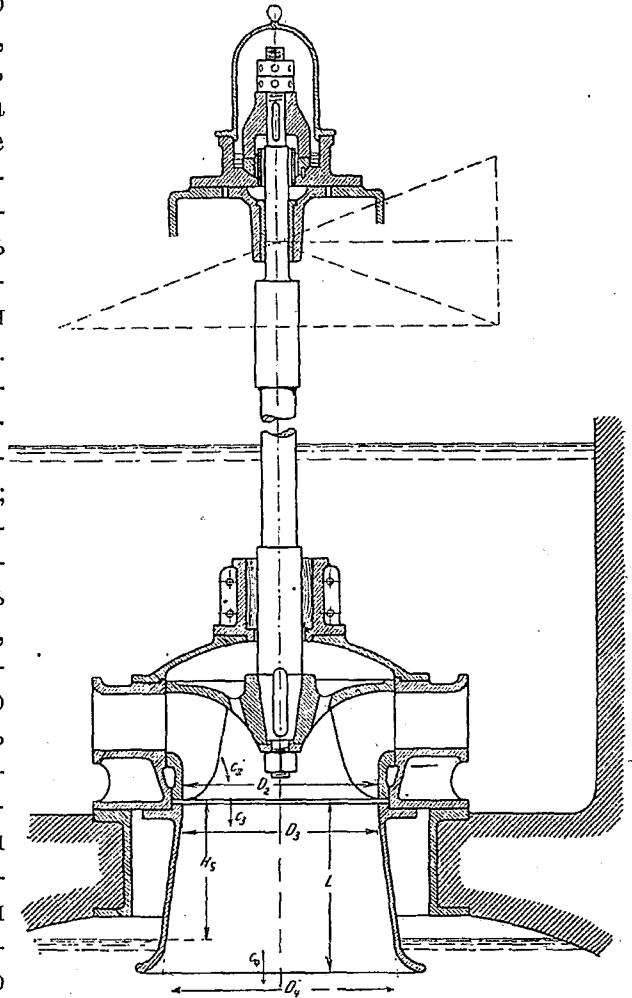
Укажемъ еще на одно довольно важное вліяніе лопатокъ на гидравлическія потери. Если лопатка толстая на концѣ, гдѣ вода изъ направляющаго аппарата вступаетъ на лопатки, то получается ударъ воды, т. е. гидравлическая потеря. Чтобы этого не происходило, конецъ лопатки дѣлается въ видѣ ножа, и вступленіе воды на лопатки ударомъ не сопровождается.

§ 113. Описаніе турбины Френсиса.

Самымъ распространеннымъ въ настоящее время типомъ водяной турбины является турбина Френсиса. По существу—это радиальная турбина съ избыткомъ давленія и съ внѣшнимъ подводомъ воды. Ось турбины можетъ быть или вертикальна, или горизонтальна. На фиг. 186 показано обычное устройство турбины Френсиса. Турбина установлена въ открытомъ каналѣ, при чемъ направляющій аппаратъ кольцевого вида устанавливается неподвижно на балкахъ или чугунной коробкѣ (какъ на фиг. 181) въ колодцѣ. Сверху направляющій аппаратъ закрытъ крышкой, чтобы вода поступала на турбину только черезъ лопатки направляющаго аппарата. Само турбинное колесо, отлитое изъ чугуна, укрѣплено съ помощью гайки и шпонки на вертикальномъ валу, который проходитъ сквозь сальникъ крышки турбины; набивка сальника деревянная. Подпятникъ вертикальнаго вала устраивается внѣшній, верхній, т. е. валъ оказывается не подпертымъ, а подвѣшеннымъ помощью верхней пяты, устройство которой слѣдующее. На верхнемъ концѣ вала укрѣплена колоколообразная муфта, которая передаетъ давленіе на прокладочное кольцо, а то, въ свою очередь, передаетъ давленіе на тѣло подпятника, укрѣпленное на верхней неподвижной

рамѣ. Эта рама снабжена солидной направляющей втулкой для вертикальнаго вала; втулка эта помѣщается подъ верхней пятой.

Колесо турбины и его лопатки устроены такъ, что вода поступаетъ изъ направляющаго аппарата радиально, а затѣмъ уже на лопаткахъ турбины поворачивается въ направленіи оси и изливается въ всасывающую трубу. Всасывающая труба дѣлается расширяющейся книзу. Вода поступаетъ во всасывающую трубу со скоростью c_3 , но при давленіи ниже атмосфернаго; кинетическая энергія воды должна во всасывающей трубѣ обратиться въ энергію потенциальную, т. е. скорость должна перейти въ давленіе, ибо выходъ воды происходитъ при атмосферномъ давленіи. Для этой цѣли и дѣлается уширеніе трубы книзу, такъ какъ благодаря ему скорость воды уменьшается (сѣченіе увеличивается, а количество воды остается) и соотвѣтственно, по мѣрѣ движенія книзу, давленіе воды увеличивается, такъ какъ процессъ уменьшенія скорости не связанъ здѣсь съ производствомъ внѣшней работы, т. е. энергія воды должна оставаться постоянной во всѣхъ сѣченіяхъ всасывающей трубы.



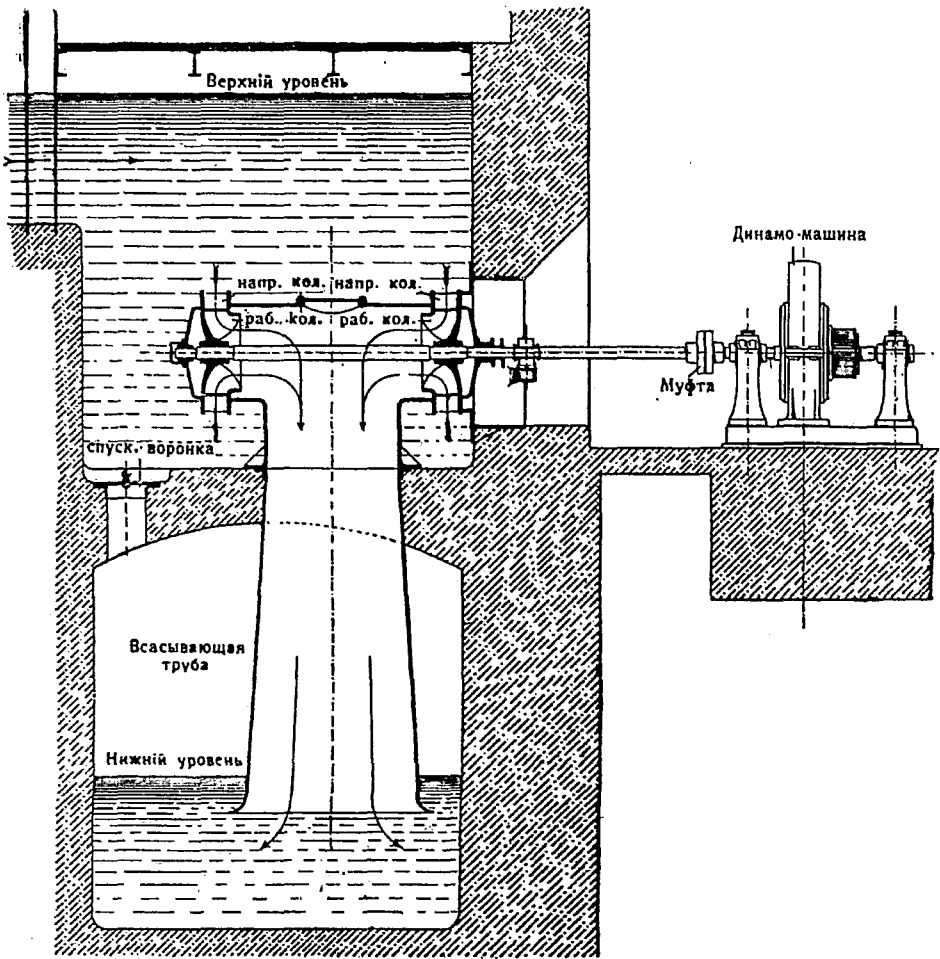
Фиг. 186.—Вертикальная полная турбина Френсиса.

Эта уширеніе всасывающей трубы дѣлаютъ $D_4 - D_3 \propto \frac{1}{6} L$; значенія буквъ даны на чертежѣ. Общая высота трубы L не должна превосходить 6—7 метровъ.

Передача вращенія отъ вертикальнаго вала турбины къ машинѣ-орудію происходитъ при помощи конической зубчатой передачи; на фиг. 186 эта передача показана въ видѣ пунктирныхъ начальныхъ конусовъ передачи.

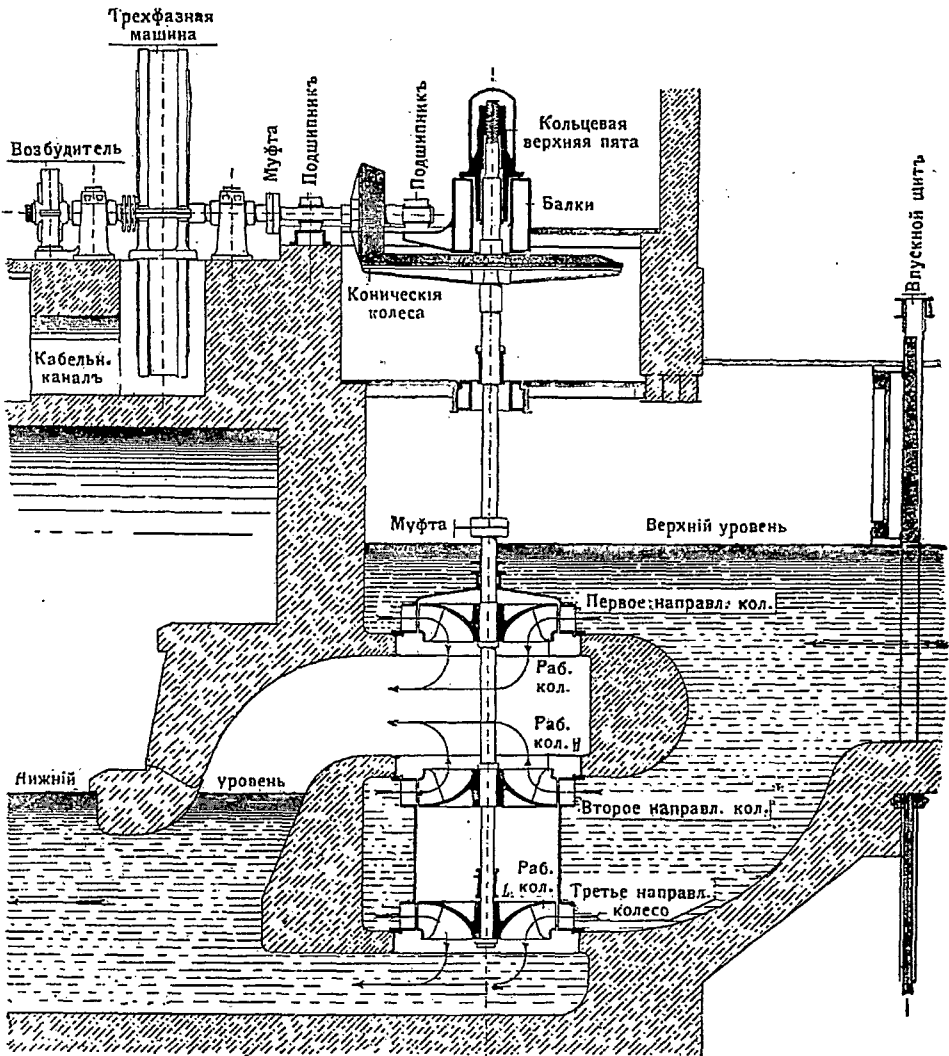
Передача вращенія отъ вертикальнаго вала турбины къ машинѣ-орудію происходитъ при помощи конической зубчатой передачи; на фиг. 186 эта передача показана въ видѣ пунктирныхъ начальныхъ конусовъ передачи.

Полное полезное дѣйствіе нормальной турбины Френсиса очень высоко и доходитъ до 0,85; оно нѣсколько ниже для быстроходныхъ и тихоходныхъ машинъ и уменьшается съ уменьшеніемъ расхода.



Фиг. 187.—Горизонтальная двойная турбина Френсиса.

Если желаютъ получить быстроходную (большое число оборотовъ въ минуту) турбину при сохраненіи наивыгоднѣйшей скорости u на окружности, которая равна $u = \alpha \sqrt{2gH}$, при чемъ $\alpha = 0,5 \div 0,8$ въ зависимости отъ формы лопатокъ, то берутъ турбину съ малымъ діаметромъ. Для того же, чтобы пропустить черезъ малаго діаметра турбину большой расходъ воды, приходится ставить нѣсколько турбинныхъ колесъ и соответственное число направляющихъ аппаратовъ. Примѣры такого устройства показаны на фиг. 187 и 188. На фиг. 187 изображена двойная турбина Френсиса съ горизонтальнымъ валомъ и на фиг. 188 тройная турбина съ вертикальнымъ валомъ и безъ всасывающей трубы.

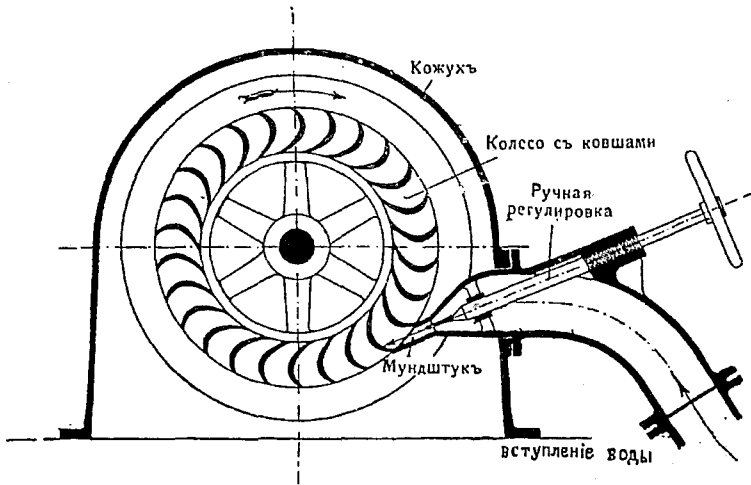


Фиг. 188.—Вертикальная тройная турбина Френсиса без всасывающих трубъ.

§ 114. Струйная турбина (колесо) Пельтона.

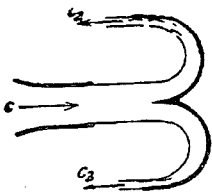
При очень большихъ напорахъ, но малыхъ расходахъ воды очень выгоднымъ, а потому и очень распространеннымъ двигателемъ является колесо Пельтона, или струйная тангенціальная турбина. Разрѣзъ такой турбины изображенъ на фиг. 189. Вода подводится къ колесу помощью трубы, заканчивающейся [суживающеюся частью—мундштукомъ, изъ котораго и бьетъ узкая струя воды по направленію касательной къ средней окружности вращенія лопатокъ. Эта струя благодаря своеобразной формѣ лопатокъ колеса входитъ на нихъ безъ удара и производитъ только давленіе, соответствующее скорости, благодаря чему колесо приходитъ во вращеніе. Колесо окружено чугуннымъ кожухомъ, изъ котораго отработанная вода свободно сливается въ ниж-

нее русло. Мы видимъ, что сущность устройства колеса Пельтона очень проста.

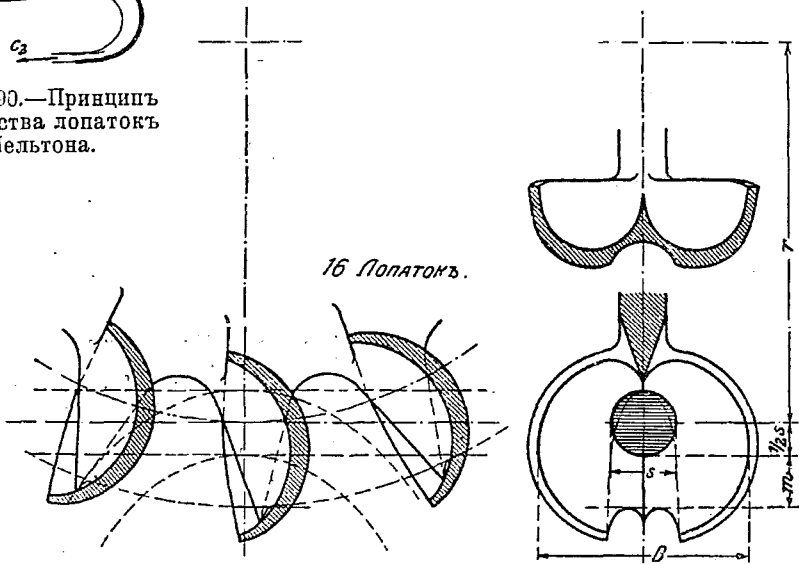


Фиг. 189.—Разрѣзъ струйной турбины Пельтона.

Чтобы струя воды дѣйствовала на лопатку безударно, необходимо лопаткѣ придать форму, изображенную на фиг. 190, т. е. сдѣлать ее двойной, при чемъ обѣ половинки соединяются острымъ ребромъ, раздѣляющимъ струю, которая поворачивается на лопаткахъ на уголъ 180° и сливается по краямъ лопатки. При такомъ устрой-



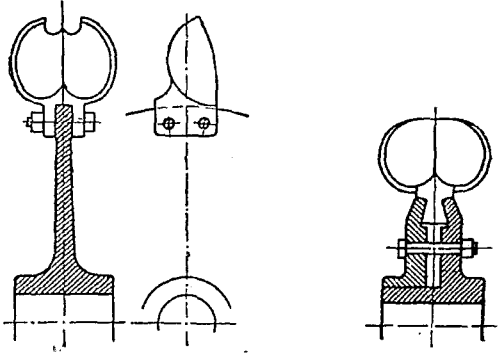
Фиг. 190.—Принципъ устройства лопатокъ Пельтона.



Фиг. 191.—Лопатка литого колеса Пельтона.

ствѣ лопатки теоретически вся энергія воды отдается здѣсь поверхности лопатки. Этотъ принципъ и положенъ въ основаніе устройства лопатокъ колеса Пельтона. На фиг. 191 показаны лопатки цѣльноли-

того колеса Пельтона, а на фиг. 192 отдѣльные штампованныя или литыя лопатки и способ ихъ укрѣпленія на дискѣ турбины. Заштрихованный кружокъ на фиг. 191 показываетъ поверхность соприкосновенія струи воды съ лопаткой. На спинкѣ лопатки дѣлается вырѣзь для того, чтобы лопатка не разбивала струю воды, дѣйствующую на слѣдующую лопатку, считая по направленію вращенія колеса.

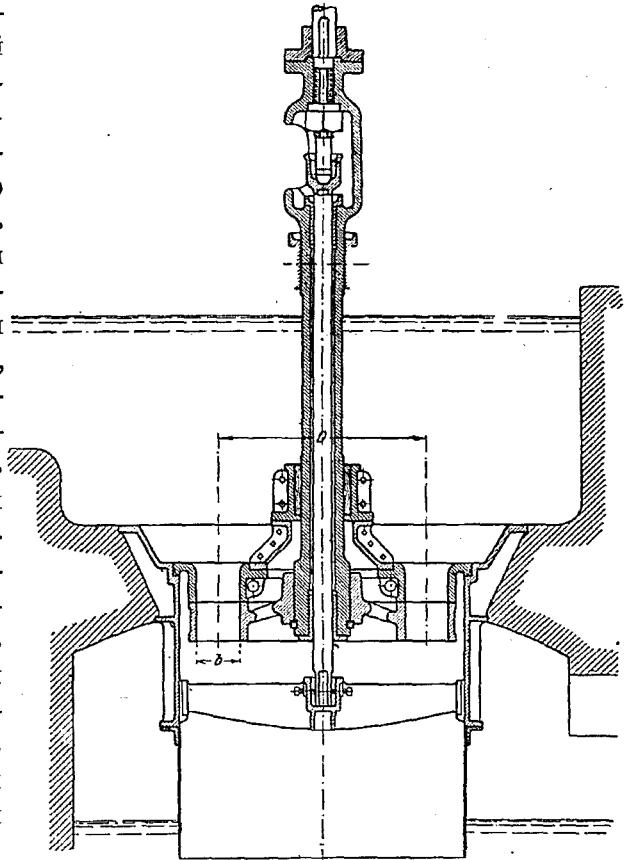


Фиг. 192.—Лопатки стального штампованнаго колеса Пельтона.

Полное полезное дѣйствіе струйныхъ колесъ довольно высокое: отъ 0,7 до 0,8 въ большихъ установкахъ.

§ 115. Турбина Жонваля (съ избытк. давленія).

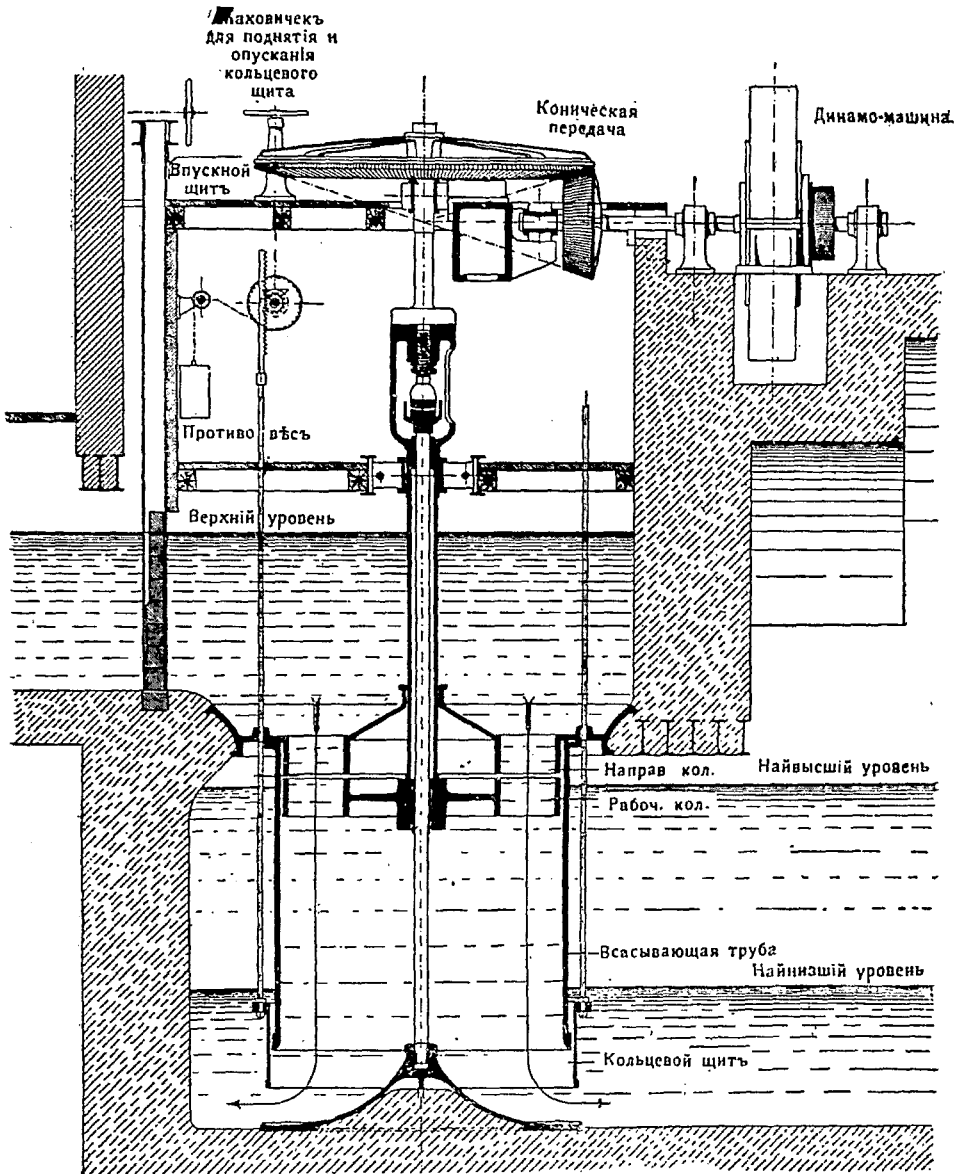
Турбина Жонваля есть полная осевая вертикальная турбина съ избыткомъ давленія. Это была первая турбина, въ которой была примѣнена всасывающая труба; однако конструктивное выполненіе всасывающей трубы здѣсь далеко не такъ совершенно, какъ въ турбинахъ Френсиса, и при проходѣ воды съ колеса турбины во всасывающія трубы происходитъ ударъ, который и понижаетъ полезное дѣйствіе турбины. Разрѣзь турбины представленъ на фиг. 193. Въ неглубокой шахтѣ помѣщается чугунная рама, въ которой устроена кольцевой формы направляющій аппаратъ. Подъ нимъ находится турбинный дискъ, заклиненный на пустотѣломъ вертикальномъ валу. Этотъ пустотѣлый валъ наверху оканчивается верхней пятой, при чемъ подпятникомъ служитъ вертикальный стержень, проходящій и направляемый внутри пустотѣлаго вала, и



Фиг. 193.—Разрѣзь турбины Жонваля.

который своимъ нижнимъ концомъ укрѣпленъ неподвижно къ поперечинѣ, вставленной во всасывающую трубу.

Въ настоящее время распространіе турбины Жонваля уже очень ограничено, такъ какъ предпочитаютъ турбины Френсиса и Пельтона, какъ



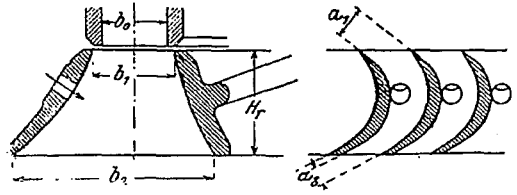
Фиг. 194.—Установка турбины Жонваля.

болѣе совершенныя. Турбины Жонваля можно встрѣтить теперь на болѣе старыхъ вододѣйствующихъ установкахъ, одинъ изъ типовъ которыхъ показанъ на фиг. 194.

§ 116. Турбина Жирара (струйная турбина).

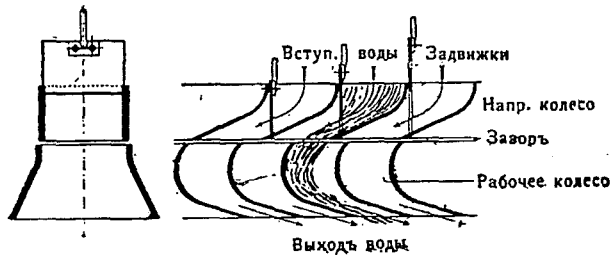
Къ числу устарѣвшихъ, но еще встрѣчающихся турбинъ относится и турбина Жирара—струйная турбина, которая выполняется и какъ полная, и какъ парціальная; бываютъ турбины Жирара и осевыя, и радіальныя.

Существенной особенностью струйных турбин Жирара является характерное для всех струйных турбин обстоятельство, — что струя воды не должна заполнять сечения междулопаточного промежутка. Для этой цели можно сделать лопатки, расширяющиеся книзу, как изображено на фиг. 195, при сохранении постоянного расстояния между лопатками, считая по плану и даже при некотором сужении междулопаточного промежутка к выходу, что получается следствием



Фиг. 195.—Лопатки турбины Жирара.

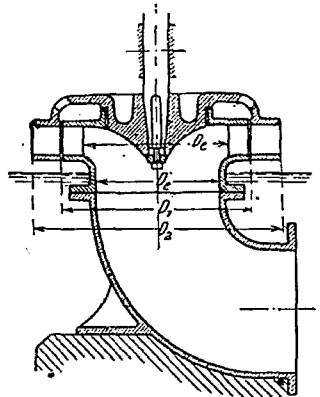
желания получить малый угол наклона лопатки к нижней плоскости колеса (для получения малой скорости выхода воды из турбины). Это еще ярче выражено на фиг. 196. Полезное действие турбин Жирара не превышает 0,75.



Фиг. 196.—Лопатки и направляющий венец турбины Жирара.

§ 117. Турбина Фурнейрона.

Турбина Фурнейрона представляет собою радиальную турбину с избытком давления и с внутренним подводом воды. Разрѣзъ турбины изображенъ на фиг. 197. Вода подводится по колѣну трубы снизу турбины, сама же турбина помещена немного выше нижняго уровня воды, который отмѣченъ на чертежѣ (на которомъ верхній уровень воды не показанъ). Подводящая труба заканчивается круговымъ направляющимъ аппаратомъ, вокругъ котораго вращается кольцевое турбинное колесо, укрепленное на вертикальномъ валу. Вслѣдствие потерь въ подводящей трубѣ и невозможности работать со всасывающей трубой въ этой турбинѣ имѣютъ мѣсто большія потери, благодаря чему турбины Фурнейрона въ настоящее время почти не строятся. Полезное дѣйствие турбинъ Фурнейрона не превышаетъ 0,75.



Фиг. 197.—Турбина Фурнейрона.

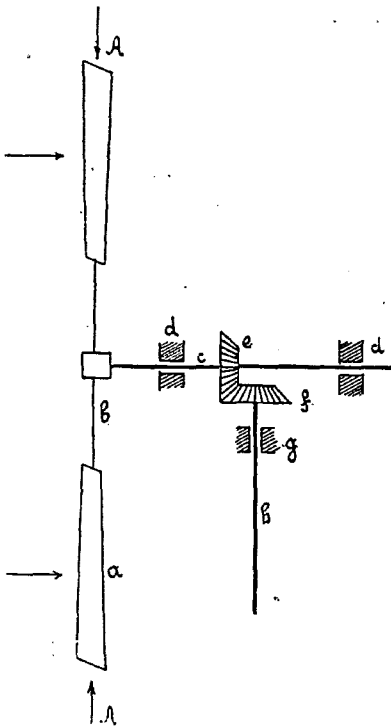
§ 118. Сравненіе турбинъ и колесъ.

Изъ предыдущаго изложенія можно было уяснить себѣ, что водяная турбина является двигателемъ главнымъ образомъ промышленнымъ, тогда какъ водяныя колеса по своей простотѣ и примѣнимости

къ сельскимъ условіямъ являются прекрасными двигателями для сельской промышленности. При большихъ напорахъ размѣры колесъ становятся слишкомъ большими; наоборотъ, при сохраненіи мощности установки и увеличеніи напора размѣры турбинъ уменьшаются. Поэтому при сколько-нибудь значительныхъ напорахъ не можетъ уже быть вопроса о выборѣ между колесами и турбинами. Можно сказать, что при напорахъ свыше 10 метровъ турбины всегда выгоднѣе колесъ независимо отъ всѣхъ прочихъ условий (расходъ воды и пр.). Колеса же главнымъ образомъ пригодны при малыхъ напорахъ отъ 0,5 до 3—4 метровъ и при большихъ количествахъ воды, т. е. главнымъ образомъ въ равнинныхъ условіяхъ, наиболѣе распространенныхъ въ Европейской Россіи.

Нельзя не отмѣтить важнаго преимущества турбинъ съ избыткомъ давленія, работающихъ подъ водой. Эти турбины не подвергаются обмерзанію и могутъ работать и зимой, тогда какъ колеса обмерзаютъ и зимой пользоваться ими затруднительно, а иногда и невозможно.

Далѣе турбины, особенно со всасывающими трубами, совершенно не чувствительны къ повышенію нижняго уровня воды (разливъ нижняго пруда), тогда какъ колеса при повышеніи нижняго уровня работаютъ плохо и могутъ даже и остановиться. Поэтому при сильно переменныхъ уровняхъ нижней воды предпочтительны во всѣхъ случаяхъ турбины.



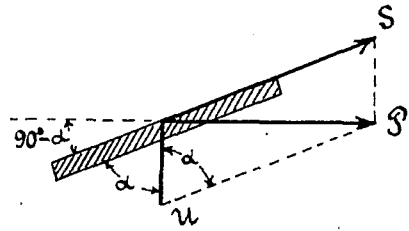
Фиг. 198.—Устройство вѣтряка.

§ 119. Принципъ дѣйствія вѣтряковъ.

Кромѣ гидравлическихъ двигателей, использующихъ энергію воды, существуютъ двигатели, которые используютъ энергію движущагося воздуха, т. е. вѣтеръ—это такъ называемые вѣтряные двигатели или вѣтряки. Этотъ видъ использованія естественныхъ силъ природы имѣетъ особо важное значеніе для сельскаго хозяйства, гдѣ вѣтряные двигатели могутъ производить слѣдующія работы: помолъ зерна (мельницы), качаніе воды, размѣшиваніе глины (на гончарныхъ и т. п. сельскихъ заводахъ), молотьбу, вѣяніе и т. п.

Принципъ устройства двигателей, утилизирующихъ силу вѣтра, понятенъ изъ схемы, изображенной на фиг. 198. На валу *c*, лежащемъ въ подшипникахъ *d*, насаженъ рядъ спицъ *b*, къ которымъ прикрѣплены крылья *a* подъ нѣкоторымъ угломъ къ плоскости, въ которой

лежать спицы и перпендикулярной валу; это хорошо видно на эскизѣ, гдѣ (фиг. 199) данъ видъ на крыло по стрѣлкѣ *A*. Когда вѣтеръ дуетъ въ лобъ колеса, т. е. въ направленіи, параллельномъ оси *c*, то давленіе вѣтра на крыло *P* разлагается (фиг. 199) на давленіе *U*, вращающее колесо, и давленіе *S* вдоль лопатки, при чемъ $U = P \operatorname{ctg} \alpha$, т. е. чѣмъ сильнѣе наклонено крыло къ плоскости, перпендикулярной валу, тѣмъ меньше получается (относительно) вращающая составляющая *U*, и вмѣстѣ съ этимъ уменьшается еще и *P* ибо $P = pF \cos \alpha^*$, гдѣ *F* площадь крыла въ *qm* и *p* давленіе вѣтра на 1 *qm*. Уголъ α долженъ быть выбранъ однако настолько большимъ, чтобы воздухъ проходилъ сквозь крылья свободно (часто $\alpha = 15^\circ$).



Фиг. 199.—Дѣйствіе силы вѣтра на крыло (видъ по стрѣлкѣ *A*).

Чтобы судить о силѣ вѣтра, приводимъ величины давленія вѣтра на 1 *qm*.

ВѢТЕРЬ.	Тихій.	Легкій.	Слабый.	Умѣренный.	Свѣжій.	Сильный.	Крѣпкій.	Очень крѣпкій	Штормъ.	Сильн. штормъ	Жестокій штормъ.	Ураганъ.
Баллы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Скорость вѣтра m/s . .	4	6	8	11	13	16	19	23	26	31	36	37
Давленіе kg/qm = <i>p</i> .	1,15	2,59	4,59	8,69	12,18	18,38	25,92	38	48,54	69,0	93,05	98,29

Промышленное значеніе имѣетъ вѣтеръ скоростью отъ 1,5—2 m/s до 15—16 m/s.

Итакъ, при дѣйствіи вѣтра на крылья двигателя получается сила, вращающая валъ *c*. Вращеніе вала *c* помощью конической зубчатой передачи передается вертикальному валу, отъ котораго уже обычно и работаетъ машина-орудіе.

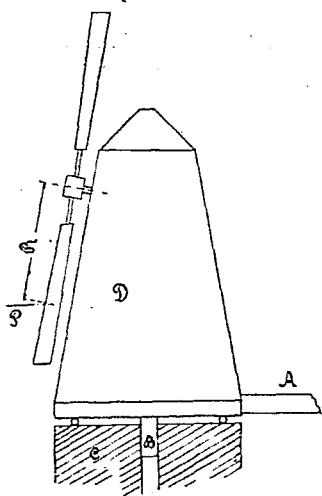
Въ виду того, что вѣтеръ дуетъ не горизонтально, а обыкновенно нѣсколько сверху, подъ угломъ 10—12° къ горизонту, валъ *c* тоже ставятъ подъ угломъ 10—12° къ горизонту, чтобы плоскость, въ которой находятся крылья двигателя, была перпендикулярна направленію вѣтра.

*) Считая, что напоръ вѣтра дѣйствуетъ только на проекцію крыла на плоскость, перпендикулярную вѣтру.

Такъ какъ направленіе вѣтра постоянно мѣняется, то вѣтряки должны быть устроены такъ, чтобы можно было всегда плоскость крыльевъ поставить перпендикулярно вѣтру. Въ болѣе примитивныхъ двигателяхъ это достигается внѣшними условіями (отъ руки), въ болѣе же совершенныхъ двигателяхъ производится автоматически.

§ 120. Обыкновенный вѣтрякъ.

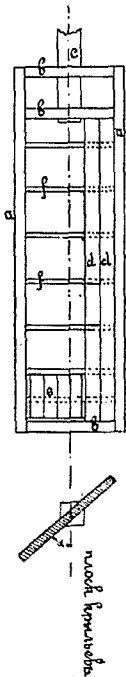
Обычные вѣтряные двигатели, примѣняемые для мельницъ, устраиваются съ четырьмя (рѣдко 5—6) крыльевъ. Все устройство вала и передачи на вертикальный валъ вмѣстѣ съ машиной-орудіемъ (жернова или вальцы) заключается въ деревянное мельничное зданіе *D*, которое ставится не прямо на фундаментъ *C*, а ложится на него черезъ посредство катковъ и направляется среднимъ стержнемъ *B* (фиг. 200).



Фиг. 200.—„Нѣмецкій“ вѣтрякъ.

Помощью дышла *A* силою людей или лошади мельницу поворачиваютъ такъ, чтобы плоскость крыльевъ была перпендикулярна направленію вѣтра. Описанный способъ устройства называется нѣмецкимъ или козловымъ.

Устройство самихъ крыльевъ показано на фиг. 201. Къ спицѣ *e* (деревянный брусъ), которая называется махомъ, прикрѣпляется обвязная рама изъ болѣе тонкихъ брусковъ *a* и *b*. Въ обвязную раму вставляется цѣлый рядъ иглицъ *f*. На эти иглицы прикрѣпляются доски *d*, которыя и образуютъ часть поверхности крыла.



Фиг. 201. Крыло вѣтряка.

При работѣ при сильномъ вѣтрѣ этой плоскостью и ограничиваются. При слабыхъ же вѣтрахъ на иглицы укрѣпляютъ еще одну или нѣсколько рамъ *e*, обитыхъ досками (ставни) или обтянутыхъ проолифенной парусиной. Эти рамы увеличиваютъ поверхность крыла. Самое крыло должно образовать уголъ α (около 15°) къ плоскости, перпендикулярной оси мельницы. Крылья дѣлаютъ прямоугольными или же расширяющіяся къ концамъ.

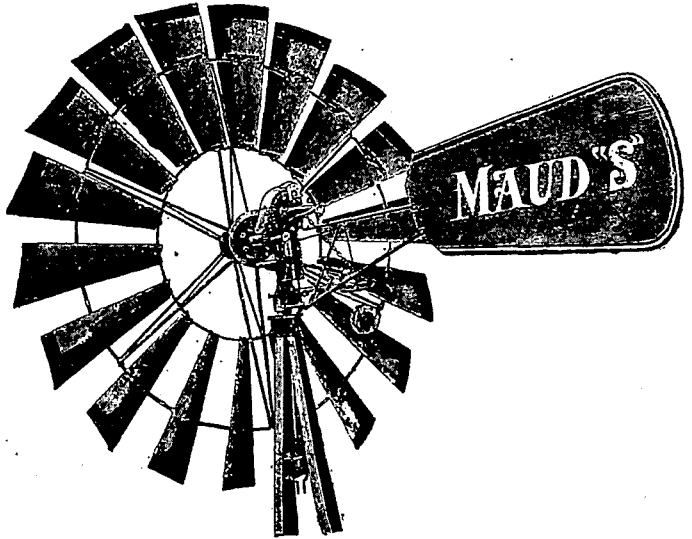
Иногда мельничное устройство дѣлаютъ нѣсколько иначе: самую мельницу ставятъ на неподвижный фундаментъ, а подшипники главнаго вала располагаютъ во вращающейся верхней части мельницы. Это позволяетъ самое мельничное помѣщеніе дѣлать болѣе обширнымъ. Подобная система называется голландской или шатровой.

§ 121. Усовершенствованные (американскіе) вѣтряки.

Обыкновенные вѣтряки утилизируютъ энергію вѣтра довольно плохо, ибо громоздки, тяжелы, обладаютъ большими сопротивленіями.

Кромѣ того, много неудобствъ проистекаетъ отъ ручной установки вѣтряковъ по отношенію къ вѣтру. Далѣе, крылья у нихъ слишкомъ низко у земли, гдѣ вѣтеръ всегда слабѣе*), чѣмъ въ нѣкоторомъ удаленіи отъ земли, между тѣмъ, если зданіе двигателя дѣлать высокимъ, то поворотъ его (вслѣдствіе тяжести зданія) становится очень затруднительнымъ. Въ усовершенствованныхъ вѣтрякахъ, такъ называемыхъ американскихъ, недостатки эти легко устраняются; двигатели снабжаются также регулированіемъ (подробности въ главѣ IX) и такимъ образомъ получаютъ хорошіе промышленные вѣтряные двигатели. Сущность усовершенствованій, введенныхъ въ вѣтряки, изложена ниже:

1) Крыльевъ дѣлается (см. фиг. 202) большое количество, при чемъ всѣ они располагаются равномерно по окружности. Благодаря болѣе крутому наклону поверхности крыла къ общей плоскости крыла воздухъ проходитъ сквозь колесо достаточно свободно. Крылья изготовляются изъ листового желѣза; они прочны и легки.



Фиг. 202.—Устройство „американскаго“ вѣтряка.

2) Поворотная головка двигателя снабжается направляющимъ хвостомъ или рулемъ, расположеннымъ въ вертикальной плоскости, проходящей черезъ наклонный валъ двигателя. Назначеніе руля—ставить всегда двигатель такъ, чтобы вѣтеръ дулъ перпендикулярно плоскости колеса. Если бы колесо стало къ вѣтру бокомъ, то вѣтеръ дѣйствуя на боковую поверхность руля, приведетъ поворотную головку двигателя въ движеніе, пока руль не совмѣстится съ плоскостью дѣйствія вѣтра. Такимъ образомъ, приведеніе двигателя въ рабочее состояніе совершается автоматически и легко.

3) Чтобы лучше использовать вѣтеръ, колесо поднимаютъ высоко надъ уровнемъ земли. Для этой цѣли двигатель устанавливается наверху башни (фиг. 203), представляющей легкую желѣзную конструкцію, прочно установленную на фундаментѣ. На фиг. 203 показанъ двигатель „Imperial“ Тайта (Titt), служащій для качанія воды.

Въ Россіи распространены еще двигатели „Эклипсъ“, двигатели инженера Давыдова и друг., которые обладаютъ тѣми же преимуществами, что изложены выше.

*) Особенно, если мѣстность нѣсколько закрыта растительностью, характеромъ мѣстности, домами и т. п.

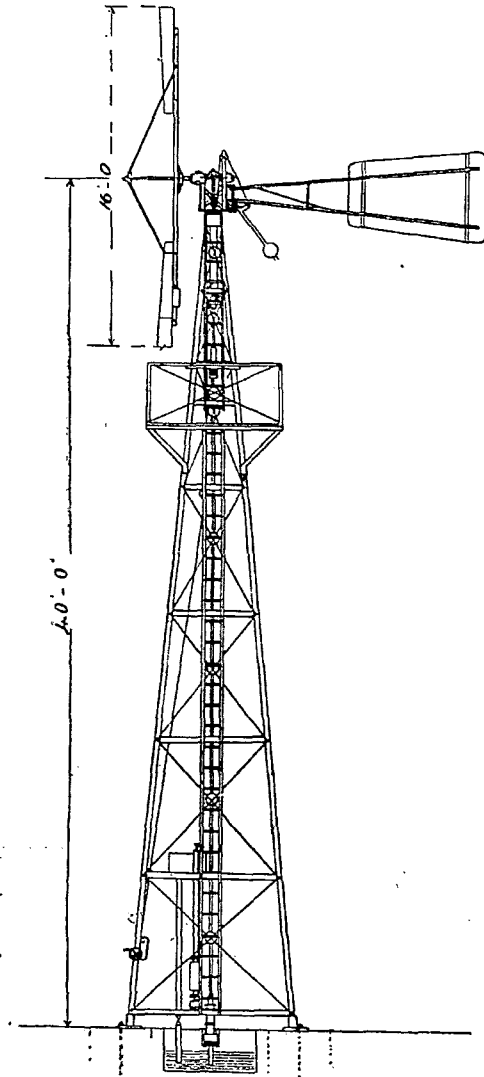
§ 122. Условія работы и мощность вѣтряковъ.

Простые вѣтряки могутъ успѣшно работать при скорости вѣтра, начиная отъ 3 м/с. Усовершенствованные вѣтряки, въ виду значитель-

но меньшей работы тренія, начинаютъ работать уже при скорости вѣтра 1,5—2 м/с. Наиболѣе благоприятной скоростью вѣтра слѣдуетъ считать около 4—5 м/с. При скоростяхъ вѣтра выше 10 м/с вѣтряки подвергаются уже столь сильнымъ напряжениямъ, что обычно выключаются изъ дѣйствія, при чемъ въ усовершенствованныхъ вѣтрякахъ это производится автоматически. Русскія условія очень подходятъ для работы вѣтряковъ, т. к. число дней, когда скорость вѣтра больше 3 м/с, очень велико. Такъ, напр., въ среднемъ число такихъ дней въ году для:

С.-Петербурга . . .	104
Астрахани	108
Казани	127
Варшавы	136
Екатеринбурга . . .	145
Москвы	157
Кіева	191
Архангельска . . .	221 и т. д. ¹⁾

Вѣтряки строятся обычно мало-сильными, начиная отъ 0,1—1 лош. силы, и кончая 10—15 лош. силъ²⁾. При болѣе большой требуемой мощности приходится ставить нѣсколько вѣтряковъ. Мощность вѣтряка можетъ быть при данномъ числѣ оборотовъ въ минуту n и данной нормальной скорости вѣтра (обычно 5 м/с) опредѣлена по формулѣ



Фиг. 203.—„Американскій“ вѣтрякъ съ башней.

$$N = \eta \Sigma UR \frac{n}{750},$$
 гдѣ ΣU —сумма вращающихся силъ для всѣхъ лопатокъ, R —удаленіе центра давленія на лопатку отъ оси вала и η —общее полезное дѣйствіе двигателя, которое можетъ быть принято для усовершенствованныхъ вѣтряковъ отъ 0,7—0,8.

¹⁾ Головъ. Двигатели малой силы, стр. 219.

²⁾ Очень рѣдко строятъ вѣтряки до 25—30 лош. силъ; размѣры ихъ получаются слишкомъ громоздкими.

Глава VIII.—Регулированіе силовыхъ машинъ.

§ 123. Общій взглядъ на задачу регулированія машинъ.

Всѣ силовыя машины работаютъ не сами на себя, а на машины-орудія какого-либо производства, напр., приводятъ въ дѣйствіе станки, электрическія машины и т. п. За весьма небольшимъ исключеніемъ условія производства требуютъ, чтобы вращеніе машины-двигателя было равномерно. Характернѣе всего это можно прослѣдить на электрическихъ установкахъ, работающихъ на освѣщеніе. Если у насъ машина будетъ вращаться то скорѣе, то медленнѣе, то вмѣстѣ съ этимъ будетъ измѣняться и вольтажъ (напряженіе тока) электрической машины: онъ будетъ увеличиваться при ускореніи вращенія и уменьшаться при замедленіи вращенія. Результатомъ колебанія вольтажа явится миганіе свѣта, что недопустимо. Отъ какихъ же причинъ можетъ зависѣть измѣненіе скорости вращенія машины? Машина-двигатель вращается равномерно лишь тогда, когда сила, вращающая валъ, все время равна силѣ сопротивленія вращенію вала, т. е. когда ускореніе равно нулю. Разъ только равенство между силою, вращающей валъ, и силою сопротивленія нарушится, сейчасъ же явится или избытокъ движущей силы надъ сопротивленіемъ, и тогда будетъ происходить ускореніе вращенія вала, или же избытокъ силы сопротивленія надъ движущей силой, и тогда начнется замедленіе вращенія вала. Если бы величина сопротивленія, преодолеваемого машиной-двигателемъ, оставалась во время работы постоянной, т. е., напр., все время горѣло бы одно и то же число электрическихъ лампъ, то можно было бы установить работу машины-двигателя такъ, чтобы сила, вращающая валъ, была какъ разъ равна силѣ сопротивленія, и тогда машина стала бы вращаться съ постоянною скоростью, т. е. дѣлать постоянное число оборотовъ вала въ минуту *n*. Однако въ дѣйствительной жизни такихъ случаевъ не бываетъ, и нагрузка машины часто мѣняется; мы, напр., включаемъ и выключаемъ электрическія лампы, отчего сопротивленіе то увеличивается, то уменьшается, на что немедленно реагируетъ машина-двигатель и начинаетъ вращаться или медленнѣе, или скорѣе, что, какъ уже указано выше, недопустимо. При такихъ колебаніяхъ

нагрузки машинистъ долженъ былъ бы немедленно же измѣнять и условія работы машины-двигателя, сообразно величинѣ сопротивленія, т. е. долженъ „регулировать“ машину отъ руки. Такой способъ ручного регулированія допустимъ, однако, только въ такихъ производствахъ, гдѣ измѣненіе скорости вращенія вала является допустимымъ въ широкихъ предѣлахъ, напр., на паровозахъ и пароходахъ. Въ болѣе же точныхъ производствахъ, гдѣ поддержаніе постояннаго числа оборотовъ является необходимостью (производство электрическаго тока въ особенности), а измѣненіе нагрузки машины-орудія мѣняется часто и сильно, машинистъ физически не можетъ справиться съ регулированіемъ, и его работа должна быть замѣнена автоматомъ, т. е. приборомъ, который самостоятельно производилъ бы измѣненіе условій работы машины-двигателя въ соотвѣтствіи съ величиною сопротивленія, т. е. нагрузки машины-орудія. Приборы, выполняющіе эти функціи, т. е. поддерживающіе постоянное число оборотовъ *n* машины-двигателя въ минуту, называются регуляторами.

До сихъ поръ мы рассматривали внѣшнія причины, которыя при отсутствіи регулятора могли бы измѣнять число оборотовъ машины въ минуту. Но во многихъ машинахъ-двигателяхъ существуютъ еще особыя, внутреннія причины, которыя могутъ вызвать неравномѣрное вращеніе вала, несмотря на то, что минутное число оборотовъ будетъ поддерживаться регуляторомъ. Дѣйствительно, рассматривая такой малый промежутокъ времени, какъ одинъ оборотъ вала машины-двигателя, мы можемъ считать, что величина сопротивленія, т. е. нагрузки, остается постоянной. Но если теперь самъ двигатель устроенъ такъ, что величина вращающей силы у него въ теченіе одного оборота вала рѣзко мѣняется, то за время оборота вала бываютъ періоды, когда движущая сила больше сопротивленія (и тогда валъ начинаетъ вращаться быстрѣе), или наоборотъ, сопротивленіе больше движущей силы (и тогда валъ начинаетъ вращаться медленнѣе). Тогда можетъ получиться, что хотя каждый оборотъ вала и происходитъ ровно въ $1/n$ минуты, но за время одного оборота вала скорость вращенія то ускоряется, то замедляется, т. е. измѣняется угловая скорость вращенія вала ω *). Эти періодическія измѣненія угловой скорости вращенія ω влекутъ тѣ же послѣдствія для производства, что и колебанія нагрузки (напр., миганіе свѣта), но происходятъ они такъ быстро, что не только машинистъ, но и чувствительный регуляторъ съ этимъ справиться не можетъ. Кромѣ того, при нѣкоторыхъ положеніяхъ машины способъ, которымъ регуляторъ дѣйствуетъ на машину, не можетъ принести никакой пользы вслѣдствіе принципиальныхъ причинъ, разъясненныхъ

* Угловая мгновенная скорость $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ есть отношеніе элементарнаго угла поворота ко времени, потраченному на этотъ поворотъ. Средняя угловая скорость за 1 оборотъ вала $\omega_{cp} = \frac{2\pi n}{60}$. При сохраненіи $\omega_{cp} = \text{const}$ возможны, очевидно, широкія колебанія ω .

въ дальнѣйшемъ изложеніи. Въ виду этого въ тѣхъ машинахъ, гдѣ наблюдаются колебанія движущей силы за 1 оборотъ вала, необходимо машину снабжать еще особыми приспособленіями, которыя выравняли бы угловую скорость вращенія ω . Наличіе регулятора въ этихъ машинахъ остается необходимымъ, чтобы поддерживать постоянное число оборотовъ n машины въ минуту. Такимъ образомъ мы видимъ, что слѣдуетъ различать:

- А) поддержаніе постоянства угловой скорости ω и
- В) поддержаніе постоянства числа оборотовъ n въ минуту.

А. Поддержаніе постоянства угловой скорости ω .

(Регулированіе періодическихъ колебаній величины движущей силы).

§ 124. Вліяніе кривошипно-шатунной передачи на величину движущей силы.

Въ двигателяхъ ротативныхъ, какъ, напр., паровая или водяная турбина, усиліе, вращающее валъ двигателя, за время одного оборота вала остается постояннымъ, разъ только мы не мѣняемъ энергіи жидкости, давящей на лопатку. Вслѣдствіе этого и при условіи равенства вращающей силы съ силою сопротивленія, преодолеваемой машиною, угловая скорость вращенія машины и за время одного оборота вала не измѣняется, и поэтому ротативные двигатели нуждаются только въ одномъ регуляторѣ для поддержанія постоянства числа оборотовъ вала въ минуту n .

Совершенно другую картину даютъ двигатели поршневые, гдѣ вращеніе вала получается какъ функція прямолинейно-возвратнаго движенія поршня при участіи въ передачѣ кривошипа и шатуна. Было уже выведено (§ 32), что если давленіе на поршень есть P kg, то сила, касательная къ окружности, описываемой кривошипомъ, т. е. такъ называемая тангенціальная сила, $T = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$, гдѣ α —уголъ наклона кривошипа къ линіи мертвыхъ точекъ машины и β —уголъ наклона шатуна къ той-же линіи.

Это выраженіе показываетъ, что сила, вращающая валъ, равна нулю при мертвыхъ положеніяхъ кривошипа ($\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$) и достигаетъ своего максимума около положеній кривошипа, близкихъ къ $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$, т. е. движущая сила дважды за 1 оборотъ проходить значенія отъ нуля до максимума, въ то время, какъ сила сопротивленія, которую мы можемъ разсматривать тоже приложенной тангенциально къ окружности кривошипа, но въ обратную сторону, R остается за время одного оборота постоянной и равной среднему значенію величины движущей тангенциальной силы $T_{cp.}$, что необходимо предположить, разъ машина дѣлаетъ постоянное число оборотовъ въ минуту n , иными словами $R = T_{cp.}$

Въ началѣ каждаго оборота $R > T$, т. е. происходитъ замедленіе вращенія, затѣмъ T становится больше R , и тогда начнется увеличеніе скорости вращенія ω . Такихъ періодовъ за 1 оборотъ вала бываетъ, очевидно, два. Колебанія ω могутъ быть очень рѣзкими и совершенно недопустимыми для практики, и поэтому необходимо принимать спеціальныя мѣры для выравниванія угловой скорости поршне-выхъ машинъ, т. е. машинъ паровыхъ и двигателей внутренняго сгоранія.

Это выравниваніе угловой скорости ω за время одного оборота вала достигается съ помощью такъ называемыхъ маховиковъ. Маховикъ представляетъ собою тяжелый дискъ или колесо, ободъ котораго по возможности отнесенъ дальше отъ оси вращенія. Такой маховикъ обладаетъ большою инерціей и тѣмъ большею, чѣмъ тяжелѣе ободъ его и чѣмъ дальше центръ тяжести обода отнесенъ отъ оси вращенія. Если машина снабжена такимъ органомъ, то вліяніе его на измѣненія угловой скорости сказывается слѣдующимъ образомъ.

Въ тѣ періоды работы, когда $T > R$, т. е. когда машина должна увеличивать свою скорость вращенія ω , это ускореніе идетъ очень медленно, ибо намъ надо ускорить и вращеніе маховика, обладающаго большою инерціей; поэтому ω успѣетъ лишь немного увеличиться, какъ уже наступаетъ моментъ, когда дѣлается $T = R$ и затѣмъ непосредственно $T < R$. Машина при этихъ условіяхъ должна начать вращаться съ меньшей угловой скоростью ω , но это измѣненіе будетъ наступать тоже очень медленно, ибо маховикъ по инерціи будетъ стремиться вращать валъ съ прежнею скоростью. Поэтому ω успѣетъ лишь немного уменьшиться, какъ опять наступаетъ періодъ, когда $T > R$, и скорость вращенія начнетъ опять увеличиваться и т. д. Чѣмъ большею инерціей будетъ отличаться маховикъ, тѣмъ меньше будутъ колебанія скорости вращенія вала ω отъ ея средняго значенія $\omega_{cp} = \frac{2\pi n}{60}$, т. е. тѣмъ равномернѣе будетъ вращаться валъ.

§ 125. Степень допускаемой неравномѣрности вращенія вала. Мѣра инертности маховика.

Итакъ, при наличіи маховика мы все таки получимъ нѣкоторыя колебанія значенія угловой скорости вращенія вала ω по сравненію со средней скоростью ω_{cp} , при чемъ эти колебанія будутъ тѣмъ меньше, чѣмъ болѣе инертенъ маховикъ. Если наибольшая за время одного оборота мгновенная угловая скорость вала будетъ ω_{max} , а наименьшая ω_{min} , то очевидно, что отношеніе разности $\omega_{max} - \omega_{min}$ къ средней угловой скорости ω будетъ мѣриломъ неравномѣрности вращенія. Это отношеніе обозначаютъ $\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}$ и называютъ степенью неравномѣрности маховика. Чѣмъ эта величина меньше, тѣмъ, значитъ, машина вращается равномернѣе, и тѣмъ, слѣдовательно, инертнѣе долженъ быть маховикъ.

Для практики пользуются такими значеніями для δ :

$\delta = 1/20$ для обслуживанія лѣсопильныхъ машинъ,

$\delta = 1/35$ до $1/50$ для обслуживанія трансмиссій и станковъ для обработки металловъ и дерева,

$\delta = 1/50$ до $1/100$ для обслуживанія текстильныхъ машинъ (ткацкихъ и прядильныхъ),

$\delta = 1/75$ до $1/125$ для обслуживанія динамо-машинъ постоянного тока и

$\delta = 1/125$ до $1/300$ для обслуживанія динамо-машинъ переменнаго тока.

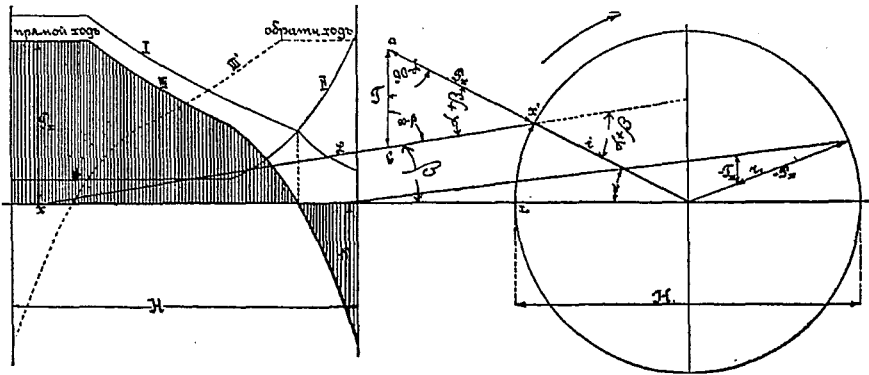
Мѣрой инертности маховика является его вращательный моментъ инерціи, обозначаемый обыкновенно буквою J и равный произведенію изъ массы обода маховика $M = \frac{G}{g}$ (гдѣ G вѣсъ обода маховика и g —ускореніе силы тяжести) на квадратъ разстоянія отъ оси вращенія до центра тяжести сѣченія обода маховика, т. е. на ρ^2 . Иными словами, моментъ инерціи маховика есть $J = M\rho^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4}$, гдѣ D есть $D = 2\rho$. Мы видимъ, что инертность маховика тѣмъ больше, чѣмъ больше его вѣсъ G и чѣмъ больше величина D . Такъ какъ D входитъ въ квадратъ, то увеличеніе діаметра маховика больше вліяетъ на его инертность, и поэтому стараются брать D возможно больше (часто до 3 и болѣе метровъ), но такъ, чтобы скорость на ободѣ маховика $v = \frac{\pi Dn}{60}$ не превышала бы 25—30 m/s, такъ какъ большая скорость v опасна въ смыслѣ прочности обода.

Главной задачей при выборѣ вѣса и, слѣдовательно, размѣровъ обода маховика является установленіе связи между степенью неравномѣрности δ , моментомъ инерціи маховика J и условіями работы данной машины. Этимъ вопросамъ и посвящены слѣдующіе параграфы этой главы.

§ 126. Тангенціальная діаграмма.

Для того, чтобы опредѣлить величину касательной силы при данномъ поворотѣ кривошипа на уголъ α изъ мертваго положенія, поступаемъ слѣдующимъ образомъ. Строимъ (фиг. 204) въ произвольно выбранномъ масштабѣ кривую I, представляющую линію впуска, расширенія и предваренія выпуска (для паровой машины) индикаторной діаграммы, и линію II, которая представляетъ собою давленіе въ противоположной полости цилиндра въ то же время, т. е. линія II есть кривая выпуска, сжатія и предваренія впуска для противоположной полости цилиндра. На поршень дѣйствуетъ въ дѣйствительности давленіе, представляющее разность давленій I и давленій II. Поэтому линія дѣйствительныхъ давленій на поршень въ лѣвой полости цилиндра при ходѣ поршня изъ лѣваго положенія въ правое выразится

сплошной жирной линіей III. Для обратнаго движенія поршня получимъ совершенно симметричную линію, вычерченную пунктиромъ III'. Мы видимъ, что подъ конецъ хода поршня давленіе переходитъ, благодаря сжатію, черезъ нулевое значеніе и даетъ затѣмъ даже отрица-



Фиг. 204.—Нахождение тангенціальныхъ силъ.

тельные величины, т. е. давленіе пара на поршень дѣйствуетъ уже не какъ движущая, а какъ тормозящая сила.

Для произвольнаго положенія поршня въ точкѣ x , которое соотвѣтствуетъ положенію кривошипа подъ угломъ α (которое опредѣлится, если мы окружность вращенія кривошипа засѣчемъ изъ точки x длиною L шатуна), получается давленіе пара на поршень, равное P_x . Разъ давленіе P_x опредѣлилось и углы α и β получены нами изъ того же чертежа, то нетрудно уже вычислить и мгновенную величину тангенціальной силы $T = \frac{P_x \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$.

Вмѣсто вычисленій можно опредѣлить T помощью графическаго приема, именно, на продолженіи направленія кривошипа r отъ точки x' (на окружности) отложимъ величину P_x и изъ конца этого вектора, изъ точки a , опустимъ перпендикуляръ на ось машины до встрѣчи съ направлениемъ шатуна въ точкѣ b . Отрѣзокъ ab представляетъ собою силу T въ томъ же масштабѣ, въ какомъ было построено P_x . Дѣйствительно, значенія угловъ въ треугольникѣ abx' опредѣляются построениемъ и даны на чертежѣ. Изъ этого же треугольника по правиламъ тригонометріи мы найдемъ: [стороны относятся какъ синусы противоположащихъ угловъ] $\frac{T}{P_x} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90^\circ - \beta)}$ или $T = \frac{P_x \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$.

Такъ какъ мы исходимъ изъ давленій P_x , даваемыхъ индикаторной діаграммой, гдѣ давленія выражены въ извѣстномъ масштабѣ въ атм или kg/cm^2 , то и полученные значенія T представляютъ собою величину тангенціальной силы, получающейся на кривошипѣ отъ давленія пара на 1 кв. сант. площади поршня.

При положеніяхъ поршня, при которыхъ P_x отрицательно, его надо откладывать въ направленіи обратномъ, т. е. въ направленіи къ

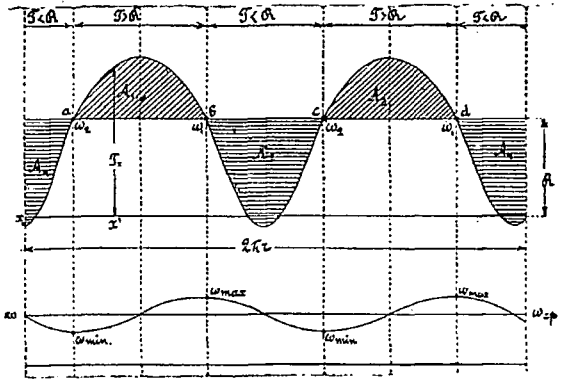
центру вала (см. положеніе кривошипа r_1). Тогда тангенціальная сила будетъ тоже отрицательна и равна $-T_x$.

Послѣ того, какъ мы для каждаго даннаго положенія кривошипа можемъ опредѣлить мгновенную величину тангенціальной силы $T = \frac{P_x \sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$, то мы можемъ

приступить къ начертанію такъ называемой тангенціальной діаграммы или діаграммы измѣненія касательной силы T за одинъ оборотъ вала—фиг. 205.

Возьмемъ за основаніе діаграммы развертку окружности кривошипа, т. е. путь тангенціальной силы за одинъ оборотъ вала,—величину $2\pi r$. По осямъ же ординатъ будемъ откладывать величины тангенціальныхъ силъ, соответствующихъ пути кривошипа. Напр., отложимъ по основанію отрѣзковъ x_0x' , который какъ разъ равенъ разверткѣ величины дуги окружности кривошипа x_0x' (изъ фиг. 204) и на перпендикулярѣ черезъ точку x' отложимъ величину T_x касательной силы для положенія кривошипа въ точкѣ x_1 (фиг. 204). Если мы продѣлаемъ цѣлый рядъ такихъ построеній и концы отрѣзковъ T_x (фиг. 205) соединимъ плавной волнообразной кривой, то и получится кривая тангенціальныхъ силъ или графически выраженный законъ измѣненія величины движущей силы за 1 оборотъ вала. Площадь, ограниченная этой кривой и осью діаграммы, въ извѣстномъ масштабѣ представляетъ собою очевидно работу движущей силы за 1 оборотъ вала. Если, напр., мы основаніе діаграммы взяли въ масштабѣ $1 \text{ mm} = a$ метровъ (напр., $a = 0,01 \text{ м.}$), а силы откладывали въ масштабѣ $1 \text{ mm} = b \text{ kg/cm}^2$ (напр., $b = 0,1 \text{ kg/cm}^2$), то 1 кв. мм. площади діаграммы выражаетъ работу $ab \text{ kg} \cdot \text{m/cm}^2$, т. е. площадь всей діаграммы представитъ работу движущей силы, отнесенную къ 1 кв. сант. площади поршня. Площади, лежація ниже основанія діаграммы, должны быть какъ отрицательныя, вычтены изъ положительной площади.

Далѣе мы разсуждаемъ такъ. Если машина дѣлаетъ постоянное число оборотовъ въ минуту n , то это значитъ, что за время одного оборота работа движущей силы равна работѣ силы сопротивленія. Кромѣ того, мы полагаемъ, что за такой короткій промежутокъ времени, какъ $1/n$ минуты, который тратится на 1 оборотъ вала, величина силы сопротивленія не мѣняется; силу сопротивленія считаемъ приложенной къ пальцу кривошипа. Поэтому, чтобы построить діаграмму силы сопротивленія, мы беремъ (фиг. 205) то же основаніе діаграммы, равное $2\pi r$, и на этомъ основаніи строимъ прямоугольникъ, площадь котораго равна площади тангенціальной діаграммы. Этимъ построеніемъ опре-



Фиг. 205.—Тангенціальная діаграмма одноцилиндровой паровой машины.

дѣлится величина сопротивленія $R = \frac{F_m}{2\pi r}$ (гдѣ F_m площадь тангенциальной діаграммы), отнесеннаго къ кривошпицу и остающагося постояннымъ за время 1 оборота вала.

Теперь на діаграммѣ (фиг. 205) наглядно намѣчаются тѣ періоды работы, когда $T < R$, $T = R$ и $T > R$. Намѣчаются и точки a, b, c и d , которыя соотвѣтствуютъ переломамъ угловой скорости. Именно, въ точкахъ b и d получаются у насъ наибольшія мгновенныя угловыя скорости ω_1 , такъ какъ до этого момента мы все время имѣли избытки движущей силы надъ сопротивленіемъ и, слѣдовательно, положительныя ускоренія, которыя только въ точкахъ b и d обращаются въ нуль, ибо для этихъ точекъ $T = R$. Равнымъ образомъ точки a и c будутъ соотвѣтствовать наименьшей мгновенной угловой скорости вращенія ω_2 , такъ какъ въ этихъ точкахъ прекращается условіе $T < R$. Внизу подъ діаграммой для наглядности проведена кривая угловой скорости, изъ которой видны ея колебанія около средняго значенія угловой скорости для всего оборота ω_{cp} . При этомъ легко замѣтить, что вершины кривой тангенциальныхъ силъ соотвѣтствуютъ въ кривой угловой скорости точкамъ перегиба кривой, т. е. въ этихъ точкахъ мѣняется законъ измѣненія ω .

Площади A_1 и A_3 , заштрихованныя подъ угломъ, представляютъ собою избытокъ работы движущей силы надъ работой силы сопротивленія за время измѣненія скорости отъ наименьшей ω_2 до наибольшей ω_1 . Равнымъ образомъ площади A_2 и A_4 представляютъ собою избытокъ работы силы сопротивленія надъ работой движущей силы за время измѣненія угловой скорости отъ наибольшей ω_1 до наименьшей ω_2 .

Избытокъ работы A_1 (или A_3) идетъ очевидно на ускореніе вращенія машины, т. е. на приращеніе живой силы вращающихся частей*), а недостатки работы A_2 (или A_4) на уменьшеніе живой силы вращающихся частей, ибо, согласно механикѣ, работа и живая сила эквивалентны.

§ 127. Расчетъ маховика.

Имѣя въ виду предыдущее замѣчаніе и зная, что общее выраженіе для живой силы вращенія есть $J \frac{\omega^2}{2}$ (гдѣ J —моментъ инерціи вращающихся массъ около оси вращенія, равный, какъ выведено ранѣе $\frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4}$), мы можемъ написать:

$$A \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2} \cdot F \text{ cm}^2 = J \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}$$

*) Мы говоримъ только о вращающихся массахъ, такъ какъ вѣсь ихъ сравнительно съ вѣсомъ массъ возвратно-движущихся и качающихся очень великъ и по слѣднимъ мы можемъ пренебречь для простоты.

Въ этомъ уравненіи обозначено:

$A \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2}$ — наибольшая (абсолютно) изъ площадокъ A_1, A_2, A_3 и A_4 ,

такъ какъ въ дѣйствительности они не равны и очевидно наибольшей избытокъ работы даетъ и наибольшее колебаніе величины угловой скорости.

$F \text{ cm}^2$ — площадь поршня машины, ибо площадка A выражаетъ избытокъ работы только для 1 кв. сант. поршня.

$J \frac{\omega_1^2}{2}$ — наибольшая живая сила вращенія, при угловой скорости ω_1 .

$J \frac{\omega_2^2}{2}$ — наименьшая живая сила вращенія, при угловой скорости ω_2 .

Это уравненіе можетъ быть видоизмѣнено такъ: въ правой части подставимъ значеніе J , затѣмъ разложимъ $\omega_1^2 - \omega_2^2$ на множители, т. е. $\omega_1^2 - \omega_2^2 = (\omega_1 + \omega_2)(\omega_1 - \omega_2)$, и затѣмъ умножимъ и раздѣлимъ правую часть на величину средней за 1 оборотъ угловой скорости ω_{cp} ; тогда получимъ:

$$AF = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{cp}} \cdot \omega_{cp}.$$

Но величина $\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ равна какъ разъ ω_{cp} , а $\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{cp}} = \delta$ — степени неравномѣрности маховика. Поэтому

$$AF = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \omega_{cp}^2 \cdot \delta.$$

Съ другой стороны $\omega_{cp} = \frac{2\pi n}{60}$ и $\omega_{cp}^2 = \frac{4\pi^2 n^2}{3600}$, поэтому

$$AF = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \cdot \delta.$$

Въ этомъ выраженіи можно сократить въ числитель и знаменателѣ множитель 4 и $\pi^2 (= 9,87)$ и $g (= 9,81)$. Тогда окончательно получимъ:

$$GD^2 = \frac{3600 \cdot A \cdot F}{n^2 \delta}.$$

Это и есть основное уравненіе для расчета маховиковъ. GD^2 называется характеристикой маховика. Такъ какъ нѣкоторое вліяніе на равномерность хода имѣютъ и спицы маховика, то ободъ достаточно взять лишь въ 0,9 расчетнаго G . Полный же вѣсъ маховика со спицами и втулкой (важно для цѣны!) бываетъ при этихъ условіяхъ около 1,3 расчетнаго G .

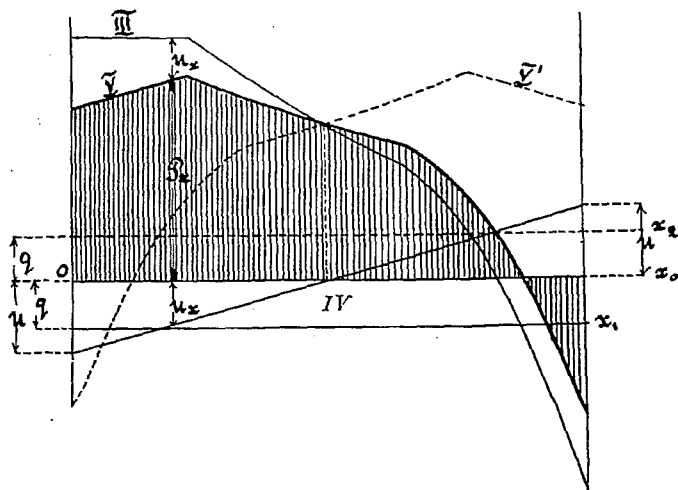
Если на валу сидитъ еще какой-либо органъ, напримѣръ, динамо, который дѣйствуетъ также въ смыслѣ маховика, то зная для него $G_1 D_1^2$, мы найдемъ расчетную характеристику маховика $G_m D_m^2$, какъ $G_m D_m^2 = GD^2 - G_1 D_1^2$.

Изъ характеристики маховика видно, что въ быстроходныхъ машинахъ (n велико) маховики получаютъ значительно легче, чѣмъ въ тихоходныхъ машинахъ.

§ 128. Вліяніе силъ инерціи и собственнаго вѣса движущихся частей.

Въ дѣйствительно существующихъ машинахъ движущіяся впередъ и назадъ части обладаютъ силами инерціи, которыя измѣняютъ величину дѣйствительнаго.

ствительнаго давления на поршень. Именно, силы инерции уменьшают давления, когда поршень ускоряет свое движение (т. е. на пути кривошипа от $\alpha = 0^\circ$ до $\alpha = 90^\circ$ и от $\alpha = 180^\circ$ до $\alpha = 270^\circ$) и увеличивают давления, когда поршень замедляет свое движение (т. е. на пути въ предѣлахъ от $\alpha = 90^\circ$ до 180° и от 270° до 360°). При болѣе точномъ опредѣленіи вѣса маховика это обстоятельство должно быть принято во вниманіе. Для этой



Фиг. 206.—Вліяніе силъ инерціи и собственного вѣса движущихся частей машины.

цѣли необходимо только исправить діаграмму давленій на поршень, изъ которыхъ мы беремъ величины P_x для опредѣленія тангенціальныхъ силъ. Это исправленіе показано на фиг. 206. На этой фигурѣ нанесена линия давленій пара на поршень III, соответствующая той же линіи на фиг. 204. Далѣе нанесена прямая IV давленій силъ инерціи на 1 кв. сант. поршня.

Эта прямая представляет собою уравненіе $u = -q \cdot \frac{r\omega^2}{g} \cos\alpha$, гдѣ r —ра-

діусъ кривошипа, q —вѣсъ возвратно-движущихся частей машины (поршень, штокъ, крейцкопфъ и часть (0,4) шатуна), который принимаютъ: для одноцилиндровыхъ паровыхъ машинъ и цилиндровъ высокаго давленія машинъ компаундъ $0,28 \text{ kg/cm}^2$ и для цилиндровъ низкаго давленія $0,2 \text{ kg/cm}^2$.

Для построенія достаточно отложить u , какъ показано на конечныхъ ординатахъ, и соединить концы отрѣзковъ u прямою IV. Затѣмъ производится графическое сложеніе кривыхъ III и IV. Въ первой половинѣ хода поршня мы вычитаемъ u_x , а во второй половинѣ хода прибавляемъ величины u_x къ давленіямъ пара на поршень. Въ результатъ получится линія дѣйствительныхъ давленій на поршень V для прямого хода поршня и симметричная линія V', показанная пунктиромъ, для обратнаго хода поршня. Значенія ординатъ изъ кривыхъ V и V' и нужно брать для опредѣленія тангенціальныхъ силъ. Мы видимъ, что наличие силъ инерціи возвратно-движущихся массъ дѣлаетъ силы, дѣйствующія на поршень, болѣе равномерными, благодаря чему и тангенціальная діаграмма получается плавнѣе, а слѣдовательно, маховикъ (для той же степени неравномерности) легче.

Въ машинахъ вертикальныхъ необходимо еще принимать во вниманіе вліяніе вѣса возвратно-движущихся частей, ибо при ходѣ поршня внизъ этотъ собственный вѣсъ дѣйствуетъ какъ движущая сила, а при ходѣ вверхъ, какъ сопротивленіе. Чтобы учесть вліяніе вѣса, достаточно параллельно оси абсциссъ начертить двѣ линіи на разстояніи $\pm q$ отъ оси абсциссъ и для

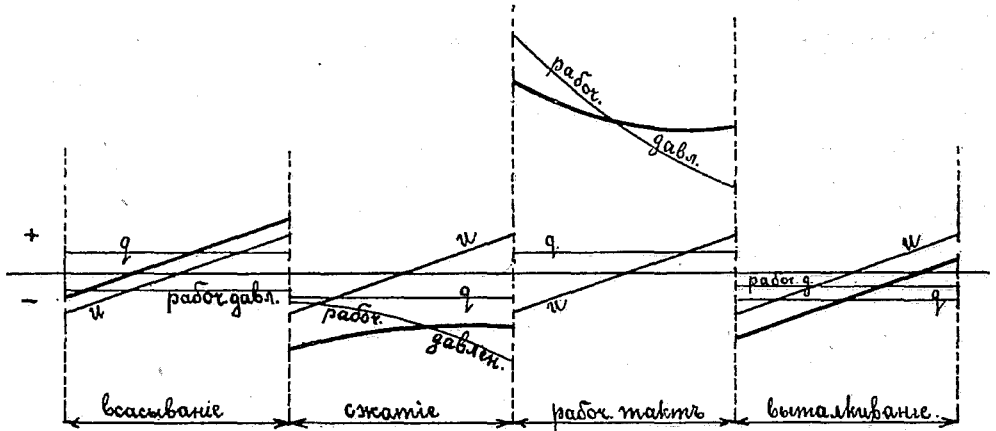
хода поршня внизъ отсчитывать давленіе на поршень отъ оси x_1 , т. е. брать за давленіе величину $P_x' + q$, а при ходъ вверхъ отсчитывать отъ оси x_2 , т. е. брать давленія $P_x' - q$. Вліяніе вѣса сказывается на тангенціальной діаграммѣ тѣмъ, что первая волна ея получается выше второй; площадки A увеличиваются и для той же степени неравномѣрности маховикъ получается тяжелѣе.

§ 129. Тангенціальныя діаграммы двигателей внутреннего сгорания.

Въ двигателяхъ внутреннего сгорания тангенціальная діаграмма принимаетъ своеобразный видъ благодаря особенностямъ работы двигателя. Рассмотримъ отдѣльно случай четырехтактнаго и двухтактнаго двигателя простого дѣйствія.

а) Четырехтактный двигатель (фиг. 207).

Во время перваго такта (всасыванія) дѣйствуетъ на поршень лишь небольшая разность давленій между атмосферою и давленіемъ всасыванія, при



Фиг. 207.—Діаграмма силъ, дѣйствующихъ на поршень четырехтактнаго двигателя.

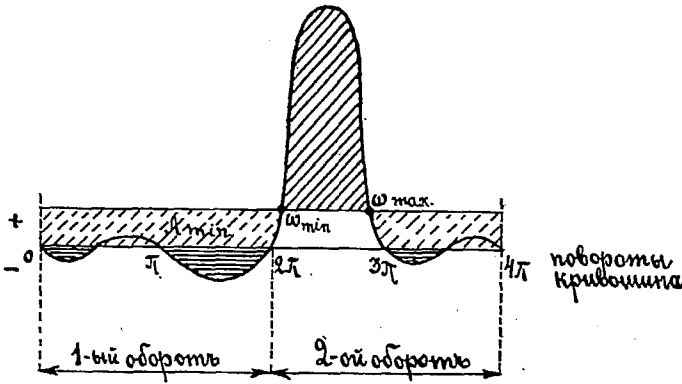
чемъ сила эта отрицательна, ибо направлена въ сторону противоположную движенію поршня. Кроме того на поршень дѣйствуетъ сила инерціи, равная $u = -\frac{r\omega^2}{g} \cdot q \cdot \cos\alpha$, при чемъ q можно принимать равнымъ: 0,3—0,33 kg/cm^2 для машинъ безъ крейцкопфовъ и 0,4—0,5 kg/cm^2 для машинъ съ крейцкопфомъ; въ вертикальныхъ двигателяхъ дѣйствуетъ еще и собственный вѣсъ; въ этомъ случаѣ собственный вѣсъ, равный $q \text{ kg/cm}^2$, дѣйствуетъ какъ положительная движущая сила.

За второй ходъ поршня (сжатіе) дѣйствуютъ на поршень: силы инерціи u , собственный вѣсъ q въ вертикальныхъ машинахъ (какъ сила сопротивленія) и разность давленія сжатія въ рабочей полости и атмосферы, которая является силой отрицательной.

За третій ходъ поршня (горѣніе и расширеніе) на него дѣйствуютъ силы: разность давленій между давленіемъ рабочихъ газовъ и атмосферою, силы инерціи u и собственный вѣсъ q (въ вертикальныхъ двигателяхъ), какъ сила движущая.

Наконецъ, во время четвертаго такта (выталкивание) на поршень дѣйствуютъ, какъ отрицательная сила, разность давленій между давленіемъ выталкиваемыхъ газовъ и атмосферой, сила инерціи u и собственный вѣсъ q (въ вертикальныхъ двигателяхъ), какъ сила сопротивленія.

Равнодѣйствующая давленій, вычерченная жирной линіей, на поршень

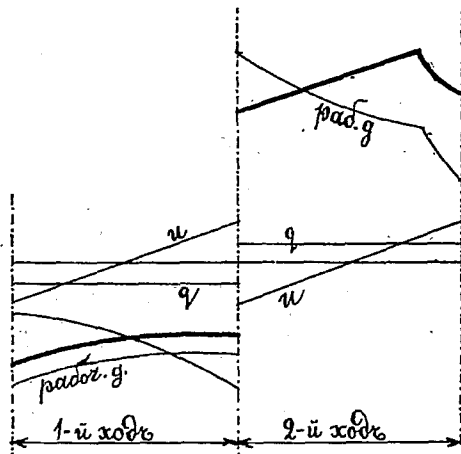


за время совершенія цикла горѣнія, т. е. за 2 оборота вала, представлена на фиг. 207. Если, пользуясь обычнымъ методомъ, построить тангенціальную диаграмму за 2 оборота вала, то она получаетъ видъ, показанный на фиг. 208. Построивъ теперь диаграмму силы сопротивленія машины, отнесеннаго къ кривошипу, т. е. прямоугольникъ, равновеликій по площади съ площадью тангенціальной диаграммы, мы найдемъ избыточную наибольшую площадку A_{max} (или недостачу работы A_{min} ; беремъ ту, которая даетъ наибольшее абсолютное значеніе), которая и даетъ моменты наибольшей ω_{max} и наименьшей ω_{min} угловыхъ скоростей. По этой величинѣ A_{max} (или A_{min}) и рассчитывается вѣсъ маховика.

Фиг. 208.—Тангенціальная диаграмма четырехтактнаго двигателя.

сенаго къ кривошипу, т. е. прямоугольникъ, равновеликій по площади съ площадью тангенціальной диаграммы, мы найдемъ избыточную наибольшую площадку A_{max} (или недостачу работы A_{min} ; беремъ ту, которая даетъ наибольшее абсолютное значеніе), которая и даетъ моменты наибольшей ω_{max} и наименьшей ω_{min} угловыхъ скоростей. По этой величинѣ A_{max} (или A_{min}) и рассчитывается вѣсъ маховика.

б) Двухтактный двигатель.



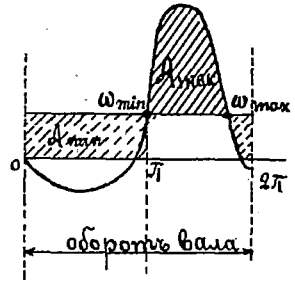
Фиг. 209.—Силы, дѣйствующія на поршень двухтактнаго двигателя.

За время перваго такта (наполненіе и сжатіе) на поршень машины дѣйствуютъ силы: сила инерціи u , собственный вѣсъ q (въ вертикальныхъ машинахъ), какъ сила сопротивленія, и разность давленій между давленіемъ въ рабочей полости цилиндра и въ нерабочей.

Во время втораго такта (горѣніе, расширеніе, выпускъ, продувка) на поршень дѣйствуютъ слѣдующія силы: сила инерціи u , собственный вѣсъ q (въ вертикальныхъ машинахъ), какъ сила движущая, и разность давленій между давленіемъ въ рабочей полости и давленіемъ атмосферы*).

*) Въ машинахъ съ отдѣльнымъ компрессоромъ—давленіе атмосферы; въ машинахъ съ закрытымъ картеромъ давленіе измѣняется съ 1,2 атм. до давленія ниже атмосфернаго и обратно. Въ среднемъ, для расчета можно полагать на нерабочую сторону поршня давленіе равное 1 атм.

Діаграма рівнодійствующих давлень (жирная лінія) на поршень представлена на фиг. 209 и по ней построена тангенціальная діаграма (фиг. 210). Здѣсь достаточно строить тангенціальную діаграму для одного оборота вала. Расчетъ маховика происходитъ по максимальной площадкѣ избытка работы A_{\max} (или A_{\min} , если оно абсолютно больше).

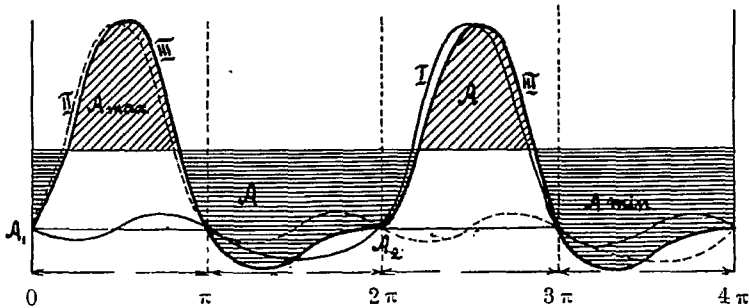


Фиг. 210.—Тангенціальная діаграма двухтактного двигателя.

Если вѣсь маховика для четырехтактной машины простого дѣйствія принять за единицу, то вѣсь маховиковъ для другихъ типовъ одноцилиндровыхъ машинъ внутреннего сгорания той же мощности и той же степени неравномерности δ будетъ составлять слѣдующую часть вѣса первого маховика: для четырехтактного двигателя двойного дѣйствія 0,615; для двухтактного двигателя простого дѣйствія 0,4; то же двойного дѣйствія 0,11.

§ 130. Тангенціальныя діаграми многоцилиндровыхъ двигателей.

Если наша машина имѣетъ нѣсколько рабочихъ цилиндровъ, работающих на одинъ и тотъ же валъ, то надо при расчетѣ маховика учитывать дѣйствіе всѣхъ цилиндровъ. Если, какъ это обычно бываетъ, цилиндры имѣютъ одинаковые размѣры и одинаковый рабочий процессъ, то достаточно построить первоначально тангенціальную діаграму только одного цилиндра. Затѣмъ,



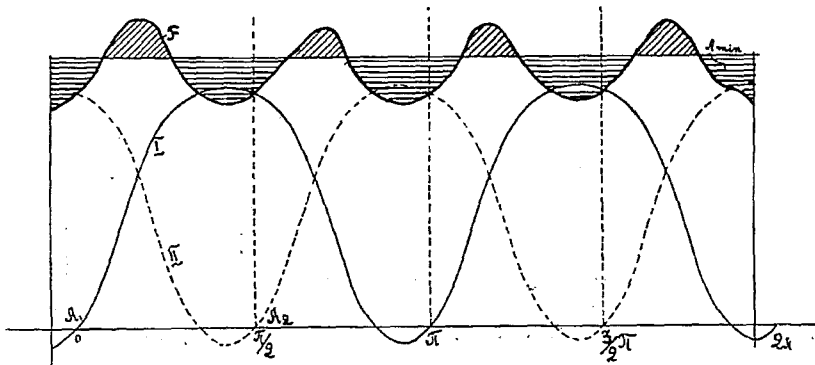
Фиг. 211.—Тангенціальная діаграма двухцилиндрового четырехтактного двигателя.

имѣя въ виду, что второй цилиндръ даетъ ту же самую тангенціальную діаграму, что и первый цилиндръ, мы накладываемъ тангенціальную діаграму второго цилиндра на таковую же первого цилиндра. При этомъ положеніи мы обязаны принять во вниманіе на какой уголъ заклинены кривошипы двухъ цилиндровъ и смѣстити начало діаграммы соответственнымъ образомъ. На фиг. 211 для примѣра изображено построение тангенціальной діаграммы для двухцилиндрового четырехтактного двигателя съ заклиненіемъ кривошиповъ подъ угломъ 0° при условіи, что вѣшкіи происходятъ черезъ 360° вращенія кривошипа. Тангенціальная діаграма первого цилиндра есть лінія I съ началомъ (всасываніе) въ точкѣ A_1 . Второй цилиндръ даетъ діаграмму II (пунктиръ) съ началомъ (всасываніе) въ точкѣ A_2 , отстоящей отъ A на развертку дуги 2π (т. е. 360°).

Когда построены обѣ діаграммы I и II, то геометрическимъ сложениемъ ординатъ находимъ суммарныя ординаты и строимъ (жирно) равнодѣйствующую тангенціальную діаграмму *T*. Далѣе слѣдуетъ построение равновеликаго прямоугольника (диаграмма сопротивленій) и нахождение наибольшей избыточной площадкы A_{\max} (или A_{\min} , если она абсолютно больше), по которой и идетъ затѣмъ расчетъ маховика.

Какъ легко усмотрѣть изъ фиг. 211, избыточная площадкы A_{\max} для двухцилиндровыхъ двигателей получается меньше, а маховикъ, слѣдовательно, легче, считая разумѣется при одинаковой мощности и одинаковой степени неравномѣрности δ съ одноцилиндровымъ двигателемъ. Если опять вѣсь маховика для одноцилиндроваго четырехтактнаго двигателя простаго дѣйствія принять за единицу, то вѣсь маховиковъ двухцилиндровыхъ двигателей съ указаннымъ заклиненіемъ кривошиповъ подъ угломъ 0° будетъ составлять: для четырехтактныхъ двухцилиндровыхъ двигателей 0,4 и для двухтактныхъ также 0,4; тѣ же цифры относятся также къ двухцилиндровымъ машинамъ съ однимъ кривошипомъ и расположеніемъ цилиндровъ гуськомъ (тандѣмъ), при условіи конечно разности въ фазахъ цикла въ 2π .

Для многоцилиндровыхъ паровыхъ машинъ способъ полученія равнодѣйствующей тангенціальной діаграммы вполне аналогиченъ вышеописанному для двигателей внутреннего сгорания; точно также необходимо принимать во вниманіе относительное заклиненіе кривошиповъ и смѣщать составляющія діаграммы на соотвѣтственную величину. Для двухцилиндровыхъ машинъ обычно заклиняютъ кривошипы подъ угломъ 90° , тогда начало діаграммы II,

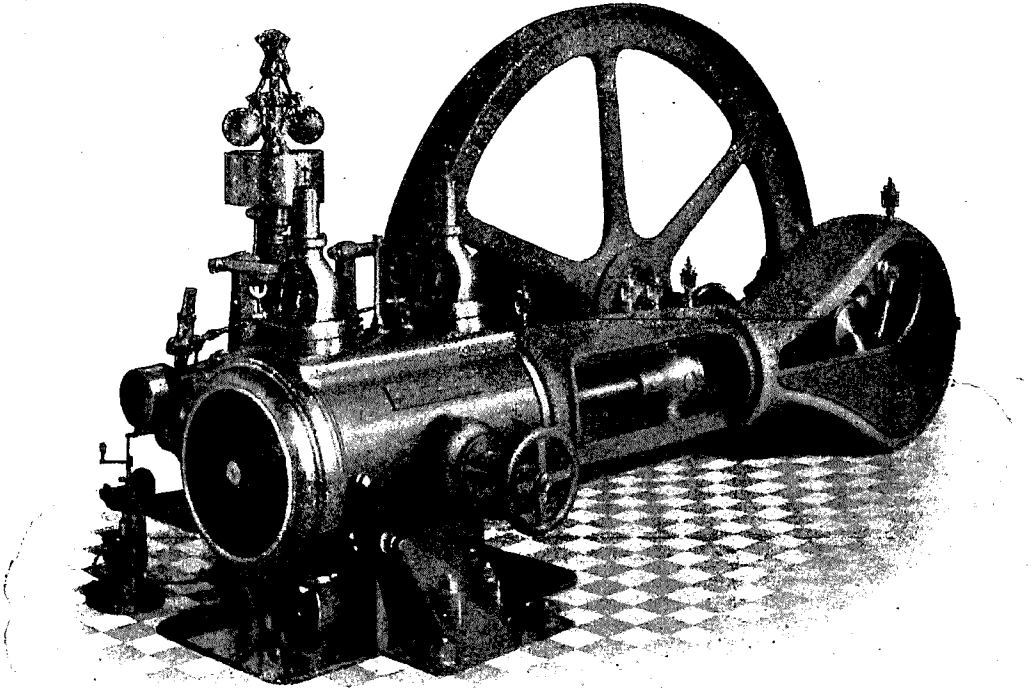


Фиг. 212.—Тангенціальная діаграмма двухцилиндровой (сдвоенной) паровой машины.

т. е. точка A_2 должна отстоять отъ начала діаграммы I, т. е. точки A_1 , на развертку дуги $\frac{\pi}{2}$. Примѣръ показанъ на фиг. 212. Въ этомъ случаѣ маховикъ получится значительно легче, чѣмъ для одноцилиндровой машины той же мощности и степени неравномѣрности. Наоборотъ, расположеніе цилиндровъ гуськомъ (тандѣмъ) съ работою на одинъ общій кривошипъ въ паровыхъ машинахъ невыгодно относительно вѣса маховика по сравненію съ заклиненіемъ кривошиповъ подъ угломъ 90° .

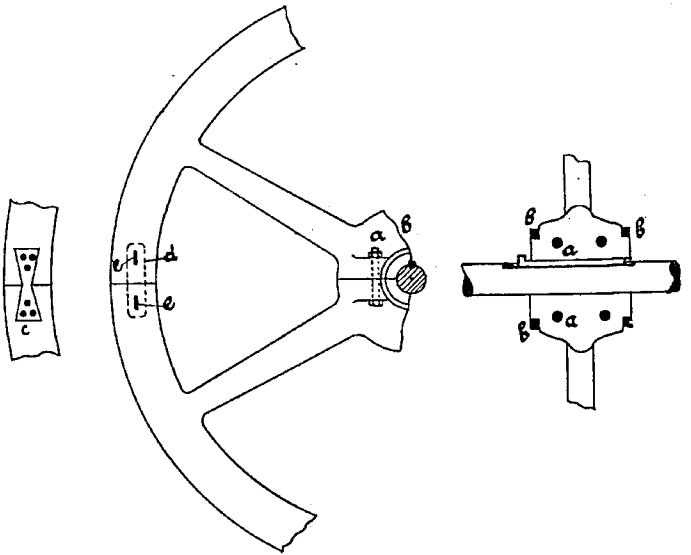
§ 131. Конструкція маховиковъ.

Предназначенные для регулированія угловой скорости вращенія машинъ маховики выполняются обычно въ видѣ чугунныхъ ко-



Фиг. 213.—Видъ и расположеніе маховика.

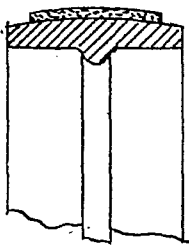
лесъ (фиг. 213) большого діаметра (D до 2,5—3 м.) съ массивнымъ ободомъ, который нѣсколькими спицами соединяется со втулкой, которая заклинивается на валу двигателя. Обычно ободъ, спицы и втулки являются въ отливкѣ однимъ цѣлымъ. Очень большіе маховики изготовляются изъ двухъ симметричныхъ частей, которыя прочно соединяются другъ съ другомъ (фиг. 214). Именно, втулка соединяется съ по-



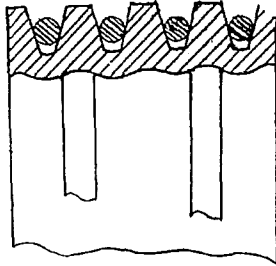
Фиг. 214.—Устройство составнаго маховика.

мощью сквозныхъ болтовъ *a* и желѣзныхъ колець *b*, надѣваемыхъ въ нагрѣтомъ состояніи, а ободъ соединяется или помощью боковыхъ желѣзныхъ пластинъ *c* въ формѣ ласточкинаго хвоста, при чемъ полосы эти соединяются сквозь тѣло обода маховика заклепками; или же внутрь обода закладывается желѣзный брусь *d*, соединяемый съ частями обода помощью клиньевъ *e*, проходящихъ сквозь тѣло маховика и вышеупомянутый брусь.

Если маховикъ выполняетъ только функціи регулятора угловой скорости, то ободъ его точится гладкимъ и дѣлается неширокимъ. Въ случаѣ же, если маховикомъ пользуются одновременно и какъ



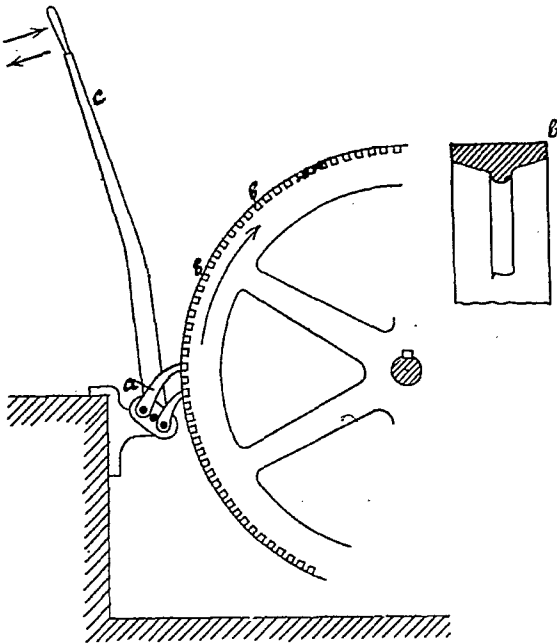
Фиг. 215.—Поперечное сѣченіе обода маховика-шкива для ременной передачи.



Фиг. 216.—Поперечное сѣченіе обода маховика-шкива для канатной передачи.

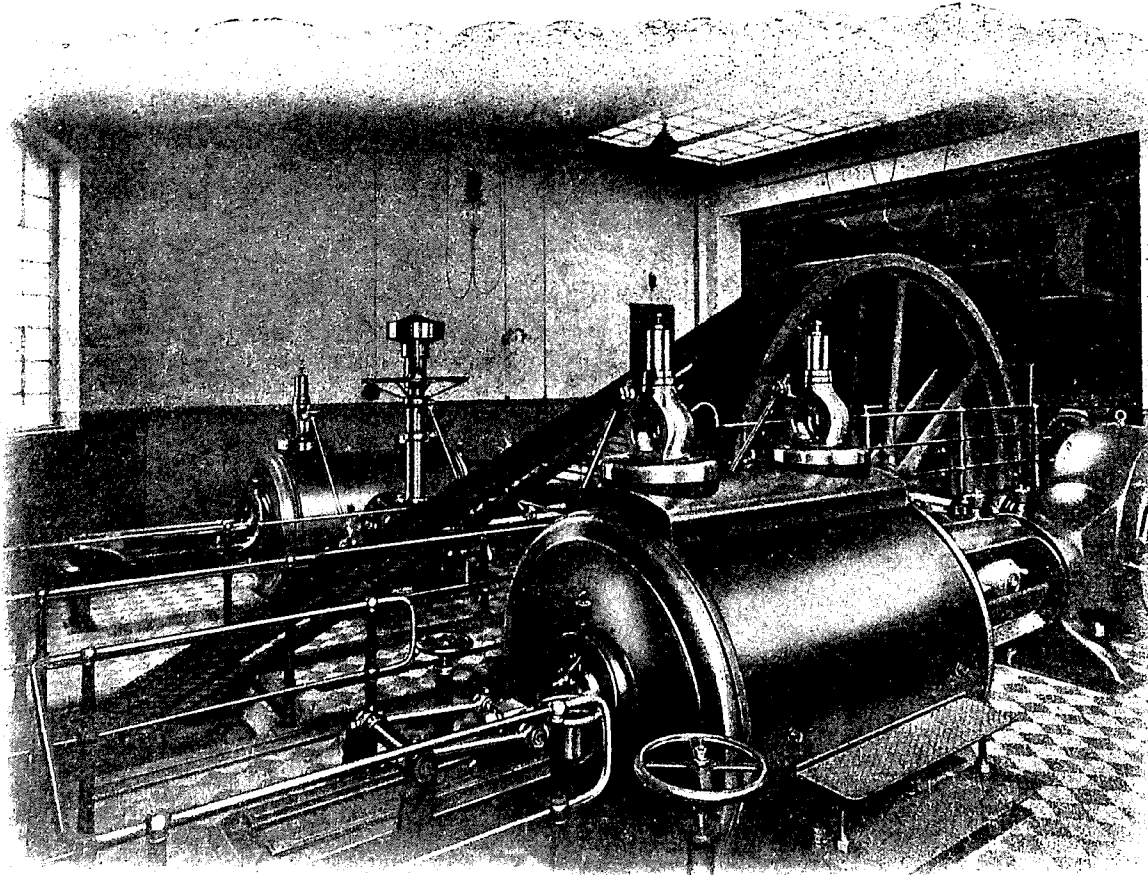
шкивомъ для передачи работы, то ободъ маховика долженъ быть изготовленъ сообразно роду передачи; при трансмисіи помощью ремня ободъ дѣлается широкимъ (больше ширины ремня) и слегка выпуклымъ къ срединѣ для того, чтобы ремень не соскакивалъ (фиг. 215); при передачѣ работы помощью канатовъ ободъ маховика снабжается впадинами для канатовъ и промежуточными выступами между впадинами (фиг. 216 и табл. VII).

Обычно маховикомъ пользуются и при троганіи машины съ мѣста или при проворачиваніи вала при ремонтѣ машины. Въ малыхъ машинахъ, гдѣ усиліе для поворачиванія машины незначительно, особыхъ приспособлений не дѣлаютъ, ибо взявъ руками за ободъ маховика можно тронуть машину, т. е. повернуть валъ ея. Въ машинахъ болѣе крупныхъ (начиная съ 10—15 л. силъ) обычно



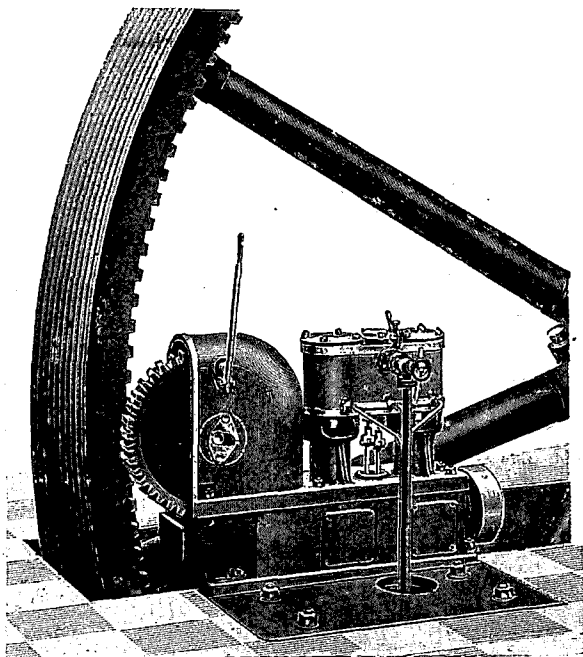
Фиг. 217.—Ручной механизмъ для вращенія маховика (вала) машины.

устраиваютъ спеціальныи рычажный приводъ (фиг. 217), которымъ можно дѣйствовать помощью упорокъ *a* на зубцы *b*, которые вылива-



Маховикъ-шківъ для паровой машины.

ются на ободѣ маховика съ внутренней или съ наружной стороны сбоку. Качая отъ руки главный рычагъ *c*, мы заставляемъ упорки послѣдовательно дѣйствовать на зубцы маховика и вращать валъ; когда машина разойдется, то самъ маховикъ отбрасываетъ упорки въ направлении отъ центра вала и тѣмъ прекращаетъ дѣйствіе описаннаго приспособленія. Въ очень крупныхъ машинахъ (въ 1000 и болѣе л. силъ) для проворачиванія вала устраиваютъ особыя валоповоротныя паровыя машинки, которыя при дѣйствіи главной машины, конечно, выключаются (фиг. 218).



Фиг. 218.—Валоповоротная паровая машина.

В. Поддержаніе постоянства числа оборотовъ машины въ минуту (*n*).

(Регулированіе случайныхъ измѣненій величины нагрузки).

§ 132. Общая характеристика задачи.

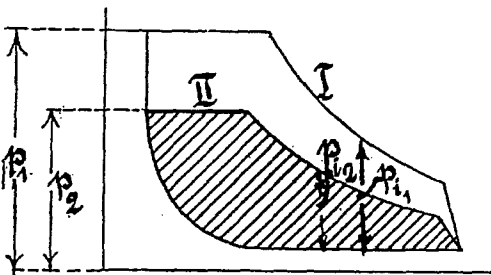
Сущность необходимости регулированія числа оборотовъ *n* машины въ минуту изложена въ § 123. Задачи регулированія сводятся къ тому, чтобы автоматически приводить къ равенству работу движущей силы за 1 оборотъ вала къ работѣ переменнѣ по величинѣ силы сопротивленія; при чемъ за время каждаго отдѣльнаго оборота вала мы въ правѣ нагрузку считать уже постоянной. Регуляторъ такимъ образомъ не слѣдитъ уже за колебаніями угловой скорости за время одного оборота и роль эта должна принадлежать исключительно маховику. Очевидно, что какъ бы ни былъ совершененъ регуляторъ, все же мгновенныя числа оборотовъ машины могутъ отличаться отъ средняго числа оборотовъ *n*, именно число оборотовъ можетъ доходить до n_1 —максимальнаго значенія и опускаться до n_2 —минимальнаго значенія. Поэтому отношеніе $\frac{n_1 - n_2}{n} = \Delta$ характеризуетъ общую степень неравномѣрности регулятора, при чемъ для того, чтобы регуляторъ не вмѣшивался въ работу маховика, дѣлаютъ $\Delta > \delta$, т. е. степень неравномѣрности регулятора дѣлаютъ больше степени неравномѣрности маховика. Обычно считается достаточнымъ брать $\Delta = 0,03$ до 0,05.

Работа регулятора въ общихъ чертахъ заключается въ томъ, что онъ долженъ совершенно автоматически измѣнять величину работы движущей силы за 1 оборотъ вала, какъ только измѣнится нагрузка машины. Напр., если мы нагрузку увеличили, то регуляторъ долженъ увеличить и движущія силы, т. е. сдѣлать индикаторную діаграмму двигателя полнѣе; наоборотъ, если мы нагрузку уменьшаемъ, то регуляторъ долженъ уменьшить соответственно и движущія силы, т. е. уменьшить полноту индикаторной діаграммы двигателя такъ, чтобы работа движущихъ силъ за 1 оборотъ вала была бы равна работѣ сопротивленія. При полной разгрузкѣ машины послѣдняя должна преодолѣвать только вредныя сопротивленія, т. е. треніе въ частяхъ ея. Въ слѣдующихъ параграфахъ указаны способы, какими можно воздѣйствовать на величины движущихъ силъ машины за время одного оборота вала.

§ 133. Регулированіе паровыхъ машинъ и турбинъ.

Въ паровыхъ машинахъ работа движущихъ силъ за 1 оборотъ вала зависитъ непосредственно отъ величины средняго (индикаторнаго) давления пара на поршень P_i и возрастаетъ съ увеличеніемъ P_i . Поэтому задача регулированія сводится къ измѣненію величины P_i сообразно съ нагрузкою машины.

Измѣненіе средняго давления пара на поршень можетъ производиться двояко. Первый способъ—такъ называемое дросселированіе пара, т. е. измѣненіе давления пара при впускѣ. На паровой трубѣ, подводящей паръ къ золотниковой коробкѣ машины, ставится клапанъ, находящійся подъ воздѣйствіемъ регулятора. При вполнѣ открытомъ клапанѣ мы получимъ діаграмму I (фиг. 219), изъ которой найдемъ среднее индикаторное давление P_{i1} . Эта діаграмма соответствуетъ максимальной



Фиг. 219.—Дроссельное регулированіе паровой машины.

мощности машины, т. е. максимальной нагрузкѣ. Если нагрузка машины уменьшается, то регуляторъ прикрываетъ клапанъ и вслѣдствіе этого паръ „мнется“, проходя черезъ узкое сѣченіе клапана, т. е. давление пара понижается въ золотниковой коробкѣ. Тогда при новомъ давленіи P_2 впуска и при сохраненіи прежней степени наполненія мы получимъ діаграмму II, въ которой среднее давленіе на поршень будетъ уже значительно меньше, именно P_{i2} . При полной разгрузкѣ машины регуляторъ закрываетъ клапанъ совершенно, т. е. прекращаетъ впускъ пара въ золотниковую коробку (т. е. можетъ сдѣлать $P_i = 0$). Регулированіе дроссель-клапаномъ обычно примѣня-

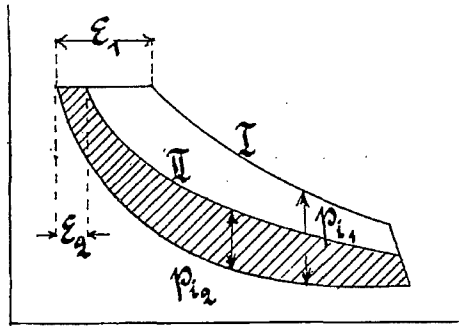
ется въ паровыхъ машинахъ и турбинахъ. Въ паровыхъ машинахъ дросселированіе пара производится въ золотниковой коробкѣ, въ турбинахъ—въ направляющемъ аппарате. Въ паровыхъ машинахъ дросселированіе пара производится въ золотниковой коробкѣ, въ турбинахъ—въ направляющемъ аппарате. Въ паровыхъ машинахъ дросселированіе пара производится въ золотниковой коробкѣ, въ турбинахъ—въ направляющемъ аппарате.

ется лишь къ малымъ простымъ машинамъ, такъ какъ второй способъ регулированія, описываемый ниже, выгоднѣе въ смыслѣ расхода пара. Для того, чтобы дроссельное регулированіе было чувствительнымъ, необходимо уменьшать количество пара между клапаномъ и золотникомъ, т. е. ставить дроссель-клапанъ непосредственно на золотниковую коробку.

Второй способъ (фиг. 220) измѣненія полноты индикаторной діаграммы паровой машины состоитъ въ томъ, что мы, сохраняя давленіе

при впускѣ, т. е. сохраняя высшее значеніе теплого полезнаго дѣйствія машины, измѣняемъ степень наполненія, при чемъ увеличиваемъ наполненіе цилиндра сообразно съ увеличеніемъ нагрузки. При такомъ регулированіи регуляторъ долженъ дѣйствовать на органъ парораспределенія, напр.: при двойныхъ золотникахъ регуляторъ измѣняетъ разстояніе между отсѣчными пластинками (раздвиженіе пластинъ соотвѣтствуетъ уменьшенію наполненія); въ клапанномъ распределеніи со свободнымъ паденіемъ клапана регуляторъ вліяетъ на положеніе штифта, сбрасывающаго собачку съ рычага клапана, вслѣдствіе чего измѣняется моментъ отсѣчки; въ клапанныхъ распределеніяхъ принужденныхъ со скользящимъ рычагомъ регуляторъ измѣняетъ продолжительность впуска измѣненіемъ величины подъема клапана; въ принужденныхъ распределеніяхъ съ пружинной нагрузкой (Лентца) измѣняется время открытія впускного клапана измѣненіемъ угла размаха качающагося пальца, дѣйствующаго на клапанъ, и т. п. При уменьшеніи наполненія съ ϵ_1 до ϵ_2 измѣняется полнота діаграммы, а слѣдовательно, и среднее давленіе на поршень P_{i1} (уменьшается до P_{i2}). Хорошія отсѣчные парораспределенія позволяютъ измѣненіе степени наполненія въ предѣлахъ отъ 0 до 50—60% хода поршня.

Регулированіе паровыхъ турбинъ существенно отличается отъ регулированія поршневыхъ машинъ. Чтобы измѣнить работу турбины, нужно измѣнить работоспособность пара, т. е. его живую силу, которая равна $M \frac{v^2}{2}$, гдѣ M масса пара, притекающаго къ турбинѣ въ 1 секунду, а v скорость истеченія. Обыкновенное регулированіе паровыхъ турбинъ устраивается такъ, что измѣняется величина массы пара M . Для этой цѣли можно сдѣлать нѣсколько сопелъ и при помощи регулятора измѣнять количество дѣйствующихъ сопелъ (напр., регулированіе Кертиса) или же можно на паровой трубѣ поставить клапанъ, находящійся подъ воздѣйствіемъ регулятора (на подобіе дроссель-клапана паровыхъ машинъ). При опусканіи клапана сѣченіе, черезъ которое проходитъ паръ, уменьшается, вслѣдствіе чего уменьшается и

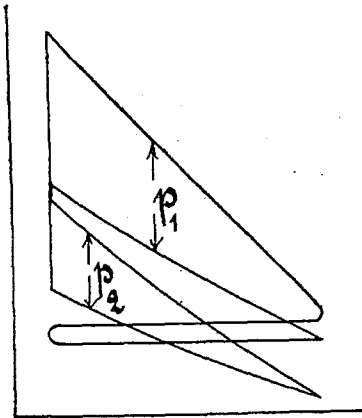


Фиг. 220.—Отсѣчное регулированіе паровой машины.

количество протекающего пара. При дальнѣйшемъ прикрываніи клапана будетъ уменьшаться и давленіе, но это не оказываетъ вліянія, ибо теплосодержаніе пара не измѣняется, а слѣдовательно, не будетъ мѣняться и скорость истеченія пара изъ сопла v , которая равна $v = \sqrt{2g(i_1 - i_2) \cdot A}$ (гдѣ i есть теплосодержаніе: 1 при впускѣ и 2 при выпускѣ изъ турбины; $A = 427 \text{ к. м/кал}$). Такимъ образомъ прикрываніе регулирующаго клапана сопровождается только измѣненіемъ массы пара M , чѣмъ и измѣняется секундная работоспособность пара. Въ этомъ способѣ регулированія есть полная аналогія съ регулированіемъ водяныхъ двигателей измѣненіемъ количества воды при сохраненіи постоянства напора.

§ 134. Регулированіе двигателей внутреннего сгоранія.

Измѣненіе работы движущихъ силъ въ двигателяхъ внутреннего сгоранія можетъ быть произведено весьма разнообразными приѣмами. Наиболѣе старымъ приѣмомъ регулированія является пропускъ рабочихъ тактовъ. Въ случаѣ паденія нагрузки регуляторъ воздѣйствуетъ на запаль двигателя въ томъ смыслѣ, что въ моментъ, когда должна произойти вспышка, запаль не дѣйствуетъ и вспышки не происходитъ, такъ что одинъ рабочий тактъ совершается уже не за 2 оборота вала, а за 4, 8 и т. д., смотря по тому, сколько вспышекъ пропущено. Способъ такого регулированія является крайне невыгоднымъ, ибо рабочая смѣсь, засосанная въ цилиндръ и не воспламененная, теряется



Фиг. 221.—Регулированіе двигателя количествомъ смѣси.

при четвертыхъ тактахъ (выталкиваніе) и выбрасывается въ атмосферу, т. е. топливо тратится даромъ. Кромѣ того, при пропускѣ рабочихъ тактовъ уменьшается равномерность угловой скорости машины и для достиженія сколько-нибудь удовлетворительной степени неравномерности δ маховика необходимо ставить чрезвычайно тяжелые маховики. Въ виду этихъ недостатковъ регулированія пропусками теперь перешли къ регулированію количествомъ или качествомъ рабочей смѣси.

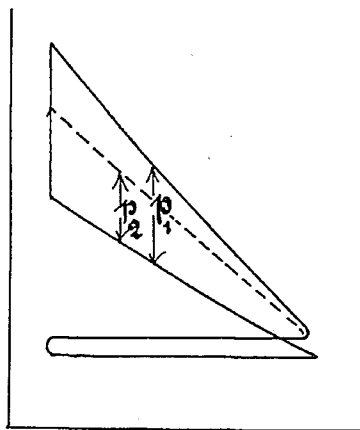
Регулированіе количествомъ смѣси заключается въ томъ (фиг. 221), что всасываніе смѣси производится не во все время перваго такта, а только на части его, такъ какъ регуляторъ прикрываетъ впускные клапаны для воздуха и горючаго. Вслѣдствіе этого при дальнѣйшемъ движеніи поршня во время перваго такта происходитъ расширеніе горючей смѣси (давленіе падаетъ). Степень сжатія смѣси въ концѣ втораго такта оказывается значительно ниже, чѣмъ при нормальной діаграммѣ. При воспламененіи давленіе газовъ не подымается такъ вы-

соко, какъ при нормальномъ процессѣ, ибо температура горѣнія будетъ ниже по двумъ причинамъ: 1) въ цилиндрѣ освобождается меньшее количество теплоты, ибо количество топлива уменьшено, 2) начальная температура горѣнія (или температура въ концѣ сжатія) будетъ ниже, такъ какъ степень сжатія уменьшилась. Результатомъ этого будетъ меньшая полнота индикаторной діаграммы, т. е. получится и меньшее среднее давленіе газовъ на поршень P_i во время рабочаго такта.

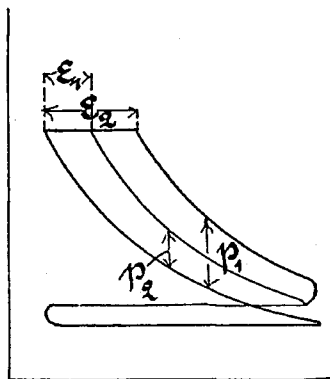
Регулированіе качествомъ смѣси заключается въ томъ, что регуляторъ дѣйствуетъ лишь на клапанъ впуска горючаго и прикрываетъ его при уменьшеніи нагрузки машины; всасываніе происходитъ такимъ образомъ такъ, что сначала всасывается и горючее и воздухъ, а потомъ послѣ закрытія клапана горючаго только воздухъ. Пропорція топлива въ смѣси такимъ образомъ уменьшается, смѣсь получается бѣдной и при горѣніи развивается меньшая температура, т. е. и меньшее давленіе. Діаграмма (фиг. 222) получается меньшей полноты, т. е. уменьшится и среднее давленіе газовъ на поршень во время рабочаго такта *).

Этотъ способъ регулированія болѣе рационаленъ, такъ какъ степень сжатія остается постоянной и соответствующей наибольшему тепловому полезному дѣйствию машины. Иногда примѣняется регулированіе комбинированное, т. е. одновременно измѣняется и качество и количество горючей смѣси.

Въ двигателяхъ Дизеля регулированіе совершается измѣненіемъ наполненія, т. е. продолжительности процесса горѣнія. По существу это есть регулированіе при помощи измѣненія количества горючаго, но при сохраненіи постоянства степени сжатія, т. е. и коэффиціента тепловаго полезнаго дѣйствія машины. Полнота діаграммы (фиг. 223), т. е. и величина средняго давленія газовъ на поршень во время рабочаго такта уменьшается регуляторомъ помощью воздѣйствія его на насосъ, подающій топливо къ форсункѣ (игольчатому клапану); подача топлива уменьшается съ уменьшеніемъ нагрузки.



Фиг. 222.—Регулированіе двигателя качествомъ смѣси.

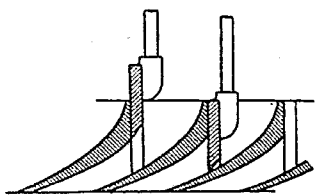


Фиг. 223.—Регулированіе двигателя Дизеля.

*) При полныхъ закрытіяхъ клапана горючаго получается регулированіе пропускомъ рабочихъ тактовъ, примѣняемое и нынѣ (въ противоположность къ описанному на стр. 236), которое не сопряжено съ потерей топлива.

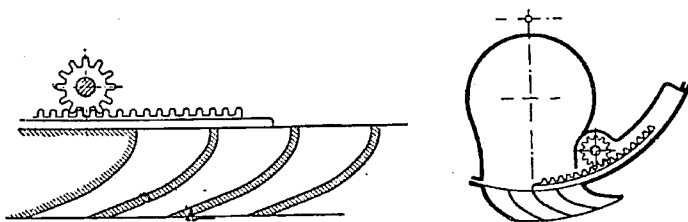
§ 135. Регулирование водяныхъ двигателей.

Регулирование водяныхъ двигателей производится, можно сказать, почти исключительно измененіемъ количества воды, для чего вододѣйствующая установка снабжается щитомъ, опуская который мы уменьшаемъ количество воды. Въ грубыхъ вододѣйствующихъ установкахъ (колесахъ, турбинахъ, работающих на грубыхъ машины) регулирование двигателя въ зависимости отъ нагрузки производится щитомъ вручную. Въ тонкихъ установкахъ, обслуживающихъ электрическія машины, регулирование производится, какъ и въ другихъ силовыхъ машинахъ, автоматически отъ регулятора, но только въ виду требующагося большого усилія для перестановки щита регуляторъ дѣйствуетъ не непосредственно на щитъ, но черезъ посредство особаго прибора—сервомотора, устройство котораго объяснено въ § 137.



Фиг. 224. — Регулирование щитами въ направляющемъ аппаратѣ.

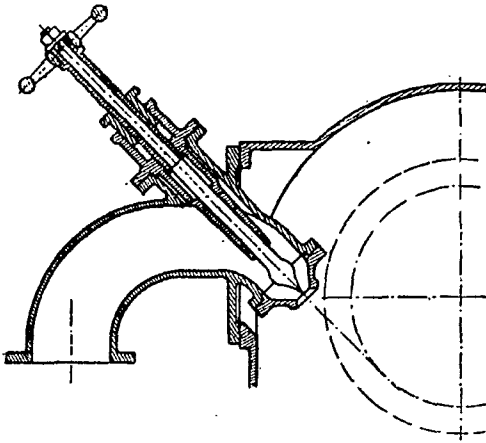
Устройство регулирующихъ щитовъ для водяныхъ колесъ ясно изъ чертежей въ главѣ о гидравлическихъ двигателяхъ. Въ водяныхъ же турбинахъ мы встрѣчаемся съ слѣдующими основными типами регулирования количества воды. На фиг. 224 изображено регулирование отдѣльными щитами на лопаткахъ направляющаго аппарата. Каждый щитокъ снабжается стержнемъ, при помощи котораго можно передвигать щитокъ, изменяя живое сѣченіе между лопатками направляющаго вѣнца турбины. Иногда устраиваютъ такъ, что всѣ стержни щитковъ присоединяются къ общему ободу, поднимая или опуская который мы дѣйствуемъ на всѣ щитки сразу. Иной типъ регулирования показанъ на фиг. 225. Здѣсь, вращая ось съ шестерней, сдѣл-



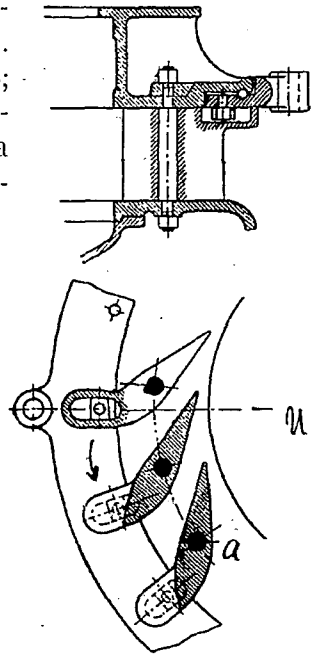
Фиг. 225.—Регулирование общимъ щитомъ на направляющемъ аппаратѣ.

ляющей съ зубчатой рейкой, укрѣпленной на щитѣ, мы закрываемъ постепенно цѣлый рядъ междулопаточныхъ промежутковъ направляющаго аппарата и тѣмъ уменьшаемъ количество воды, проходящей къ турбинному колесу. На фиг. 226 изображенъ одинъ изъ способовъ регулирования колесъ Пельтона. Посрединѣ мундштука, черезъ который вода бьетъ на лопатки колеса, устраивается регулирующая „игла“ съ грушевиднымъ утолщеніемъ на концѣ. Вдвигая иглу въ мунд-

штукъ, мы уменьшаемъ его сѣченіе, т. е. и количество воды. На фиг. 227 изображено часто примѣняемое въ турбинахъ Френсиса регулирование помощью поворотныхъ лопатокъ въ направляющемъ аппаратѣ турбины (лопатки Финка). Лопатки могутъ вращаться около болтовъ *a*; всѣ лопатки снабжены приливами, на которые и дѣйствуетъ приводъ отъ сервомотора регулятора. При паденіи нагрузки, для умень-



Фиг. 226.—Регулирование колеса Пельтона «иглой».



Фиг. 227.—Регулирование поворотными лопатками Финка.

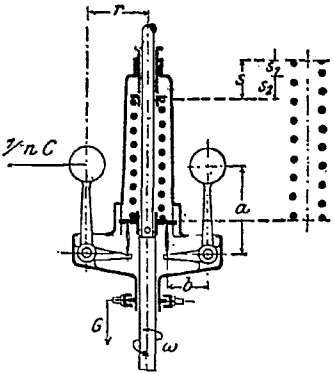
шенія количества воды сервомоторъ поворачиваетъ лопатки противъ часовой стрѣлки, вслѣдствіе чего сѣченіе между лопатками уменьшается, т. е. уменьшается и количество воды. Кромѣ описанныхъ видовъ регулированія водяныхъ турбинъ, примѣняются еще щиты въ зазорѣ между направляющимъ вѣнцомъ и колесомъ турбины или кольцевые щиты на всасывающей трубѣ, которые могутъ затруднять удаленіе воды изъ турбины.

При большихъ напорахъ въ моментъ закрытія регуляторомъ воды (напр., при полной разгрузкѣ электрическихъ машинъ) въ трубѣ, подводящей воду къ турбинѣ, получается сильный ударъ вслѣдствіе инерціи массы воды, заключающейся въ трубахъ, который можетъ разрушить трубы. Поэтому регулирующія приспособленія устраниваются такимъ образомъ, чтобы при закрытіи воды въ турбину одновременно и автоматически открывался для воды холостой спускъ въ особый каналъ.

§ 136. Регуляторъ или тахометръ.

Въ предыдущихъ параграфахъ мы рассмотрѣли, какимъ именно способомъ особый автоматъ, называемый регуляторомъ или тахометромъ, можетъ вліять на величину работоспособности рабочей жидкости любого двигателя. Теперь же подлежитъ рассмотрѣнію устройство самого тахометра или регулятора. Схема устройства тахометра изображена на

фиг. 228. Имѣется вертикальный валикъ, который черезъ посредство зубчатой или иной передачи приводится во вращательное движеніе отъ вала машины. На валикъ одѣта коробка, вѣсъ которой передается на него помощью спиральной пружины. Коробка снабжена двумя шарнирами, около которыхъ могутъ поворачиваться угловые рычаги; одно плечо (горизонтальное) рычага помощью призмы передаетъ давленіе на шайбу, неподвижно-укрѣпленную на валикъ, служащую основаніемъ пружины. Вертикальное же плечо рычага несетъ на себѣ грузъ, центръ тяжести котораго при среднемъ положеніи рычаговъ отстоитъ отъ оси вращенія на величину r .



Фиг. 228.—Устройство регулятора (тахометра).

При вращеніи валика вмѣстѣ съ коробкой у грузовъ развивается центробѣжная сила $C = M\omega^2r$, гдѣ M — масса шара (груза), ω — угловая скорость вращенія валика, которая стремится удалить грузы отъ оси вращенія. При этомъ движеніи горизонтальныя плечи рычаговъ упираются въ шайбу. Коробка тахометра при этомъ опускается внизъ, сжимая пружину, и можетъ оказать давленіе G на приводъ отъ коробки регулятора къ регулирующимъ органамъ, т. е. можетъ переставить регулирующие органы въ положеніе, при которомъ работа движущихъ силъ машины уменьшится, вслѣдствіе чего перестанетъ возрастать и угловая скорость ω .

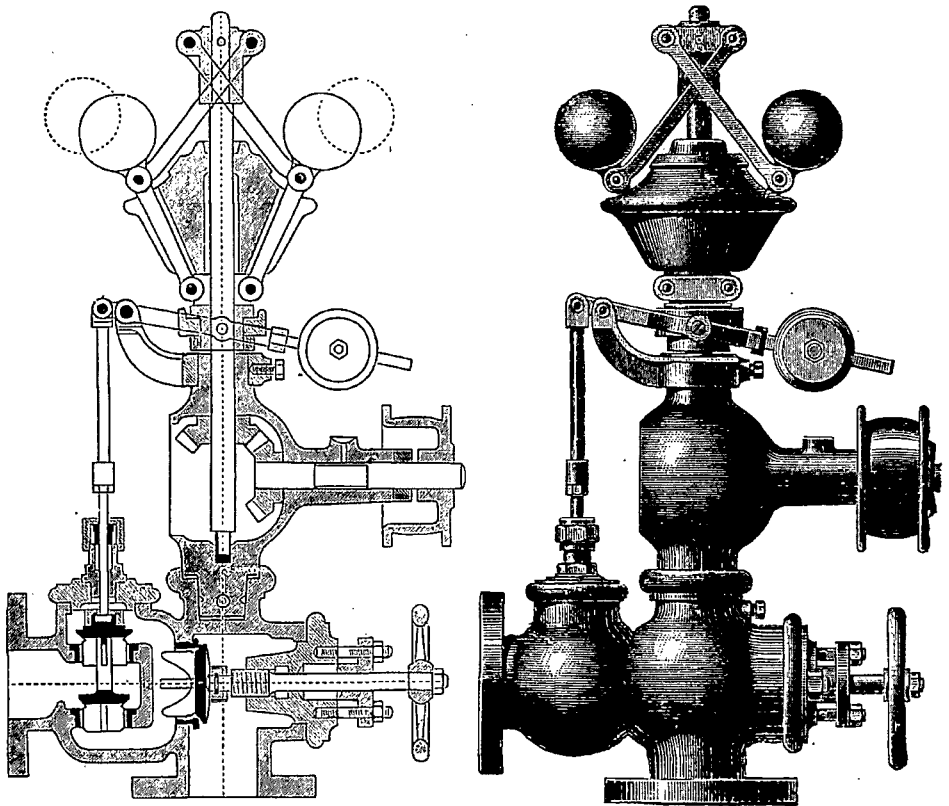
Каждой угловой скорости вращенія валика соотвѣтствуетъ вполне опредѣленное положеніе коробки (муфты) регулятора, при чемъ приводъ отъ муфты регулятора къ регулируемому органу машины устраивается такимъ образомъ, что наибольшая работоспособность машины соотвѣтствуетъ наименьшей (нулевой) угловой скорости, т. е. когда машина стоитъ, то регулирующий органъ находится въ положеніи, соотвѣтствующемъ, напр., наибольшей степени наполненія для паровой машины (чтобы легко двинуть машину въ ходъ и разогнать ее). Наоборотъ, при наибольшей допустимой угловой скорости ω муфта займетъ крайнее нижнее положеніе, переставивъ своимъ приводомъ регулирующий органъ въ положеніе, соотвѣтствующее наименьшей работоспособности машины, напр., въ положеніе нулевого наполненія для паровой машины. Такимъ образомъ муфта регулятора все время работы машины находится въ колебаніяхъ около средняго своего положенія, которое соотвѣтствуетъ нормальной работѣ машины, и передаетъ эти колебанія на регулирующий органъ машины. Степенью неравномѣрности регулятора называется отношеніе $\frac{n_1 - n_2}{n} = \Delta$, т. е.

отношеніе разности наибольшаго и наименьшаго допускаемаго числа оборотовъ машины къ среднему числу оборотовъ за 1 минуту. Величина Δ обычно находится въ предѣлахъ 0,03—0,05, т. е. допускается колебаніе

отношеніе разности наибольшаго и наименьшаго допускаемаго числа оборотовъ машины къ среднему числу оборотовъ за 1 минуту. Величина Δ обычно находится въ предѣлахъ 0,03—0,05, т. е. допускается колебаніе

минутнаго числа оборотовъ отъ 3 до 5% нормальнаго числа оборотовъ *). Регуляторъ начинаетъ дѣйствовать въ смыслѣ уменьшенія работы машины при числѣ оборотовъ $n_1' (< n_1)$ и въ смыслѣ увеличенія работы при числѣ оборотовъ $n_2' (> n_2)$. Отношеніе $\epsilon = \frac{n_1' - n_2'}{n}$ характеризуетъ

такимъ образомъ чувствительность регулятора и называется степенью нечувствительности регулятора. Муфта регулятора можетъ оказать на приводъ къ регулируемому органу давленіе G , которое называется энергіей регулятора, при чемъ энергія регулятора пропорціональна центрбѣжной силѣ шаровъ регулятора и обычно не превосходитъ нѣсколькихъ килограммовъ, почему регуляторъ и примѣнимъ непосредственно лишь въ тѣхъ случаяхъ, когда для перестановки регулирующаго органа нужна лишь небольшая сила (паровыя машины, турбины, двигатели внутренняго горѣнія); когда же усиліе для переста-



Фиг. 229—230. — Разрѣзъ и видъ дроссельнаго регулированія съ регуляторомъ Гартунга съ гиревой нагрузкой.

новки регулирующаго органа должно быть велико (водяные двигатели, отчасти паровыя турбины), то регуляторъ воздѣйствуетъ на сервомоторъ (§ 137), а тотъ уже переставляетъ регулирующий органъ. Про-

*) Чтобы регуляторъ не вмѣшивался въ работу маховика, всегда дѣлаютъ $\Delta > \delta$ (примѣрно, $\Delta = 1,5\delta$ до 2δ).

изведеііе изъ величины энергіи регулятора (kg) на полный путь муфты изъ одного крайняго положенія въ другое (mm) представляетъ собою работу перестановочной силы и называется работоспособностью регулятора.

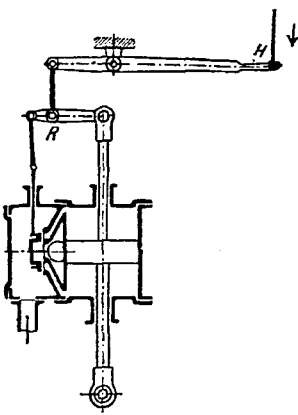
Если натяженіе пружины при раздвиженіи грузовъ отъ оси вращенія возрастаетъ быстрѣе нарастанія центробѣжной силы при увеличеніи угловой скорости ω , то пружина всегда стремится возвратитъ муфту въ прежнее положеніе. Такой регуляторъ называется устойчивымъ или статичнымъ. Если наоборотъ центробѣжная сила грузовъ возрастаетъ быстрѣе, чѣмъ натяженіе пружины, увеличивающееся отъ сжатія ея, то шары всегда стремятся занять крайнее внѣшнее положеніе. Такой регуляторъ называется неустойчивымъ или астатичнымъ и для регулированія не годится. Наконецъ, если центробѣжная сила грузовъ и натяженіе пружины увеличиваются строго одинаково, то муфта регулятора находится въ равновѣсіи во всякомъ положеніи; такое равновѣсіе называется безразличнымъ и такіе регуляторы тоже для регулированія машинъ непригодны. Наиболее выгоднымъ случаемъ является тотъ, когда регуляторъ устойчивъ, но очень близокъ къ безразличному равновѣсію, не достигая его однако.

Производство регуляторовъ составляетъ особую спеціальность и регуляторы получаютъ для машинъ готовыми со спеціальныхъ заводовъ *), при чемъ къ регулятору прилагается и полная характеристика его свойствъ. На фиг. 229 и 230 показано устройство и видъ регулятора Гартунга, связаннаго съ дроссель-клапаномъ паровой машины. Дѣйствіе пружины замѣнено здѣсь сопротивленіемъ вѣса муфты.

§ 137. Сервомоторъ.

Если треніе въ регулирующихъ органахъ настолько велико, что энергія регулятора не въ состояніи преодолѣть его, то прибѣгаютъ

(какъ, напр., въ водяныхъ и часто паровыхъ турбинахъ) къ работѣ съ сервомоторомъ. Сервомоторъ есть механизмъ „рабски“ передающій движенія муфты регулятора, но усиливающій его дѣйствіе (его можно было бы назвать мультипликаторомъ тахометра). Примѣрное устройство сервомотора показано на фиг. 231. Приводъ отъ регулятора дѣйствуетъ на плечо H двуплечаго рычага перваго рода, короткое плечо котораго въ свою очередь связано съ рычагомъ R , одинъ конецъ котораго шарнирно связанъ съ штокомъ поршня сервомотора, а другое плечо съ золотникомъ сервомотора. Передача отъ рычага H къ рычагу R примыкаетъ въ средней части рычага R , между точками сочлененія



Фиг. 231.—Устройство сервомотора.

сервомотора, а другое плечо съ золотникомъ сервомотора. Передача отъ рычага H къ рычагу R примыкаетъ въ средней части рычага R , между точками сочлененія

*) Напр., большой заводъ Hartung—Kuhn въ Düsseldorf'ѣ.

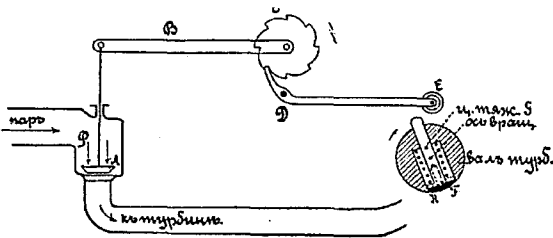
его съ золотниковымъ и поршневымъ штоками. Цилиндръ, золотниковая коробка и золотникъ сервомотора тождественны по устройству съ соотвѣтственными частями паровой машины. Нижний конецъ сквозного штока поршня связывается съ регулирующимъ органомъ машины, для перестановки котораго нужно значительное усиліе. Если при увеличеніи числа оборотовъ машины муфта тахометра пойдетъ внизъ, какъ на ф. 228, то она окажетъ нѣкоторое давленіе (равное энергіи регулятора) на рычагъ *H*. Вслѣдствіе этого произойдетъ перемѣщеніе золотника сервомотора вверхъ, и паръ, подводимый къ золотниковой коробкѣ по трубѣ снизу, войдетъ подъ поршень, окажетъ на него весьма значительное давленіе, соотвѣтствующее площади поршня и давленію пара, и начнетъ передвигать поршень вверхъ, дѣйствуя на регулирующій приборъ. Это передвиженіе поршня черезъ рычагъ *R*, дѣйствующій теперь уже какъ рычагъ перваго рода, отзовется на перемѣщеніе золотничка сервомотора внизъ, вслѣдствіе чего паръ въ сервомоторѣ будетъ перекрытъ и движеніе поршня сервомотора автоматически прекратится. Въ случаѣ, если бы число оборотовъ машины все еще возрастало и муфта тахометра продолжала двигаться внизъ, то опять произойдетъ перемѣщеніе золотничка и поршня сервомотора вверхъ и снова автоматическая остановка движенія поршня. При обратномъ движеніи муфты тахометра происходитъ движеніе поршня сервомотора внизъ и соотвѣтственное дѣйствіе регулирующаго механизма въ смыслѣ увеличенія работоспособности машины. Описанный сервомоторъ изобрѣтенъ Фарко.

Въ гидравлическихъ двигателяхъ вмѣсто пара рабочей жидкостью сервомотора является или вода подъ большимъ давленіемъ, взятая непосредственно изъ напорнаго трубопровода (при большихъ напорахъ), или же сжатое подъ большимъ давленіемъ масло, которое доставляется отъ маслянаго насоса, работающаго или отъ главнаго вала машины, или отъ особаго электромотора, или передачи.

§ 138. Регуляторы безопасности.

Если въ силовой машинѣ почему-либо произойдетъ порча регулятора или его привода, то муфта его занимаетъ положеніе, соотвѣтствующее нулевой скорости машины, т. е. въ положеніи, соотвѣтствующемъ наибольшей работоспособности машины (напр., при дроссельномъ регулированіи при „нулевой“ скорости клапанъ открытъ вполнѣ—положеніе пуска въ ходъ). Если съ этимъ моментомъ совпадетъ какъ разъ небольшая нагрузка машины, то послѣдняя, оставшись безъ регулированія, постепенно увеличиваетъ свою скорость, т. е. число оборотовъ до очень значительной величины; центробѣжная сила вращающихся частей при этомъ очень увеличивается и происходитъ разность машины (поломка) отъ дѣйствія центробѣжныхъ силъ, напр., рвется ободъ маховика, разлетаются турбинные диски и т. п. Въ поршневыхъ машинахъ съ малымъ нормальнымъ числомъ оборотовъ явленіе

это не столь опасно, ибо можетъ быть замѣчено машинистомъ и предупреждено остановкой машины (напр., прекращеніемъ притока пара), тѣмъ болѣе, что чтобы довести число оборотовъ отъ нормальнаго небольшого до опаснаго предѣла требуется довольно значительный промежутокъ времени. Наоборотъ, если мы имѣемъ быстровращающійся двигатель (паровая турбина), дающій и нормально очень большое число оборотовъ, при которомъ части сильно напряжены, и не имѣющій, кромѣ того, такой инертной массы, какъ маховикъ, на увеличеніе скорости котораго мы должны затратить большое время, то разность машины можетъ произойти очень быстро и машинистъ не успѣетъ остановить машину. Поэтому рекомендуется въ быстровращающихся машинахъ съ малой инертностью вращающихся частей обязательно ставить регуляторъ безопасности, который автоматически, при достиженіи определенной скорости вращения большей нормальной, но значительно меньшей критической, при которой происходитъ разность, останавливалъ бы машину. Та-



Фиг. 232.—Схема устройства регулятора безопасности.

кѣ регуляторы безопасности всегда устраиваются

въ паровыхъ турбинахъ. Схема устройства изображена на фиг. 232. На паровой трубѣ, подводящей паръ къ паровой турбинѣ, кромѣ регулирующаго дроссель-клапана, ставится еще запорный неуравновѣшенный клапанъ *A*. Шпиндель этого клапана помощью короткаго шатунчика присоединяется къ рычагу *B*, на валу котораго заклинено храповое колесо (съ зубцами) *C*, которое удерживается отъ вращенія защелкою или собачкою *D*. При нормальной работѣ турбины клапанъ *A* открытъ и паръ проходитъ свободно къ турбинѣ, оказывая на дискъ клапана динамическій напоръ *P*, направленный въ смыслѣ закрытія клапана. Клапанъ удерживается однако въ открытомъ положеніи дѣйствіемъ храповика *C* и собачки *D*. Собачка *D* снабжена на концѣ длиннаго плеча своего роликомъ *E*, который приходится какъ разъ надъ свободнымъ концомъ вала турбины. Собственный вѣсъ длиннаго плеча *E* удерживаетъ собачку въ зацѣпленіи съ храповикомъ.

Въ той же плоскости поперечнаго сѣченія турбины, въ которой лежитъ роликъ *E* собачки, въ валу турбины помѣщается регуляторъ безопасности. Въ валу сдѣлано сверленіе и въ это сверленіе вставленъ штифтъ *F*, послѣ чего сверленіе завинчивается пробкой *H*. Между головкой штифта *F* и гнѣздомъ вала закладывается спиральная пружина. Самъ штифтъ *F* устроенъ такимъ образомъ, что его центр тяжести *G* лежитъ обязательно внѣ оси вращенія турбины. Поэтому, когда турбинный валъ начинаетъ вращаться, то центробѣжная сила штифта *F* сжимаетъ спиральную пружину и конецъ штифта высовывается на-

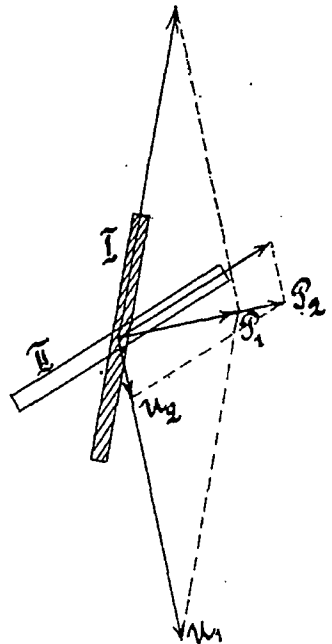
ружу. Пружина выбирается настолько сильной, что при нормальномъ числѣ оборотовъ вала турбины штифтъ еще не выгѣзаетъ наружу. Если же начинается разность машины и число оборотовъ вала рѣзко повышается (напр., возрастаетъ вдвое), то центробѣжная сила штифта преодолеваетъ сопротивление пружины, штифтъ рѣзко выходитъ наружу и при своемъ вращеніи задѣваетъ за роликъ *E* собачки. Происходитъ расцѣпленіе собачки съ храповикомъ, вслѣдствіе чего клапанъ, ничѣмъ не удерживаемый, падаетъ подѣ дѣйствіемъ собственнаго вѣса и динамическаго напора пара и закрываетъ совершенно доступъ пара къ турбинѣ, чѣмъ и предупреждается разность ея. Здѣсь описана лишь схема дѣйствія регуляторовъ безопасности, конструктивное же выполненіе ихъ можетъ быть весьма разнообразно.

§ 139. Регулированіе вѣтряковъ.

Регулированіе вѣтряковъ существенно отличается отъ регулированія другихъ двигателей потому, что рабочая жидкость (воздухъ) не находится въ нашемъ распоряженіи и притокъ ея къ двигателю зависитъ исключительно отъ внѣшнихъ условій.

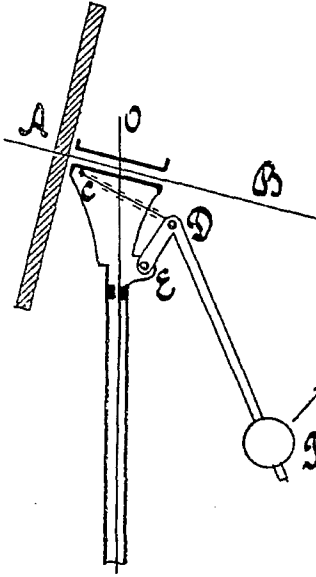
Въ простыхъ вѣтрякахъ регулированіе очень грубо и заключается въ томъ, что (фиг. 201) мы ставимъ на крылья большее или меньшее количество ставень *e*. При такомъ „ступенчатомъ“ регулированіи, для котораго кромѣ того требуется еще и остановка двигателя, нечего, конечно, и говорить о сколько-нибудь удовлетворительномъ поддержаніи постояннаго числа оборотовъ, что отражается и на качествѣ фабриката. Поэтому простые вѣтряки и могутъ служить лишь для очень грубыхъ производствъ.

Въ усовершенствованныхъ американскихъ вѣтрякахъ регулированіе совершается съ большимъ совершенствомъ, при чемъ принципомъ регулированія является измѣненіе угла между направленіемъ вѣтра и лопатками. Дѣйствительно, если при положеніи лопатки относительно вѣтра *I* (фиг. 233) давленіе на лопатку P_1 даетъ составляющую, вращающую колесо U_1 , то, при перемѣнѣ относительнаго положенія лопатки въ положеніе *II*, сила давленія на лопатку измѣняется въ смыслѣ уменьшенія величины давленія вѣтра на лопатку до P_2 . Кромѣ того, измѣняется и направленіе составляющей, дѣйствующей вдоль лопатки, вслѣдствіе чего уменьшается значительно и величина вращающей силы, которая дѣлается равной U_2 . Такимъ образомъ, надо только устроить механизмъ, который автоматически при усиле-

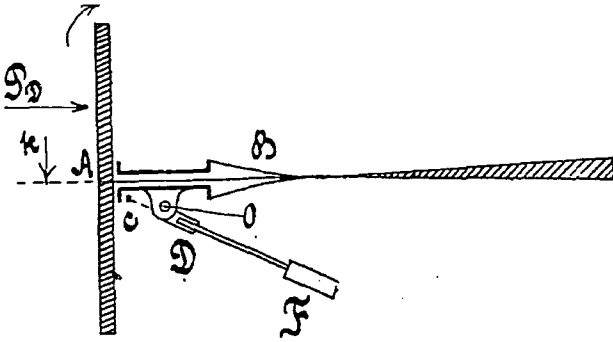


Фиг. 233.—Регулированіе американскихъ вѣтряковъ.

ни силы вѣтра измѣняли бы положеніе лопатокъ въ смыслѣ уменьшенія вращающей силы U . При такихъ условіяхъ будетъ довольно хорошо поддерживаться постоянное число оборотовъ при постоянной нагрузкѣ вѣтряка. Конечно, при такомъ способѣ регулированія каждой нагрузкѣ двигателя будетъ соответствовать свое нормальное число оборотовъ, поэтому и стараются давать двигателямъ постоянную нагрузку (напр., подъемъ воды).



Сущность современнаго регулированія вѣтряковъ понятна изъ схемъ, изображенныхъ на фиг. 234 и 235. Ось вращенія O головки вѣтряка, которая несетъ подшипники главнаго вала AB , помѣщается эксцентрично оси AB . Благодаря этому при дѣйствіи вѣтра на колесо вѣтряка получается нагрузка на колесо по отношенію къ оси O несимметричная, именно, всегда получается

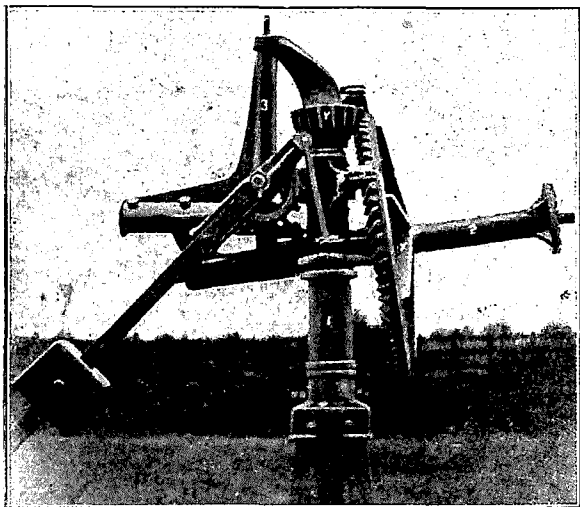


Фиг. 234—235. — Схема регулированія американскаго вѣтряка съ гиревымъ сопротивленіемъ.

избытокъ давленія вѣтра P , который стремится повернуть колесо вѣтряка такъ, чтобы уменьшить окружное усиліе U . Этому перемѣщенію колеса (въ направленіи стрѣлки) противодѣйствуетъ грузъ F , сидящій на рычагѣ EDF , который связанъ гибкой передачей CD съ головкой двигателя.

Когда послѣдняя подѣ дѣйствіемъ избыточнаго давленія P начинаетъ поворачиваться около оси O , измѣняя положеніе лопатокъ относительно вѣтра, то тяга CD заставляеть грузъ F подыматься, при чемъ чѣмъ выше подымается грузъ F , тѣмъ большій моментъ даетъ сила тяжести груза F относительно точки вращенія рычага E . Въ виду того, что поворотъ головки двигателя возможенъ только при условіи преодоленія извѣстнаго сопротивленія груза F , онъ начинается только при опредѣленной силѣ вѣтра, обыкновенно выше 4—5 m/s. Какъ только вѣтеръ слабѣетъ, дѣйствіе груза F приводитъ головку двигателя въ прежнее положеніе. Дѣйствіе груза F можетъ быть замѣнено дѣйствіемъ пружины; подобное регулированіе, напр., примѣняется въ вѣтряныхъ двигателяхъ „Star“, распространяемыхъ извѣст-

ной въ Россіи промышленной фирмой „Работникъ“. На фиг. 236 показанъ наружный видъ головки двигателя Сондерсона (Saunderson)



Фиг. 236.—Наружный видъ головки вѣтряка Сондерсона съ гиревымъ сопротивленіемъ.

съ регулированіемъ гирею, по устройству сходное съ фиг. 234—235.

Глава IX.—Опредѣленіе мощности силовыхъ машинъ*).

§ 140. Общій взглядъ на задачу.

Задача расчета силовой машины по даннымъ требованіямъ является задачей, для разрѣшенія которой въ большинствѣ случаевъ требуются обширныя спеціальныя познанія, и она можетъ быть выполне на правильно лишь спеціалистами-механиками, почему и не затрагивается въ настоящемъ курсѣ, имѣющемъ болѣе общее направленіе. Зато задача измѣренія мощности машинъ должна быть понятна всякому покупателю машины, часто даже лишенному совершенно техническихъ познаній, такъ какъ иначе владѣлецъ машины не только не будетъ въ состояніи самъ произвести экспертизу доставленной ему машины, но и даже разумно и критически отнестись къ испытаніямъ, которыя будетъ производить приглашенный экспертъ-механикъ. Поэтому-то въ этой главѣ курса и сгруппированы главнѣйшія свѣдѣнія объ измѣреніи мощности машинъ и расходованіи ими топлива на единицу мощности.

Единицей мощности въ техникѣ является одна метрическая лошадиная сила (сокращенно л. с.), равная 75 kgm/s. Для покупателя интересно знать, конечно, лишь такъ называемую действительную или эффективную мощность, т. е. мощность машины-двигателя на валу его, которую онъ можетъ передать на машины-орудія. Однако, какъ увидимъ ниже, такое измѣреніе не всегда возможно безъ измѣренія мощности на рабочемъ органѣ машины, напр., на поршнѣ паровой машины. Кромѣ того, мощность машины на рабочемъ органѣ полезно знать для опредѣленія степени совершенства машины съ механической точки зрѣнія. Эта мощность на рабочемъ органѣ называется мощностью индикаторной, ибо можетъ быть находима съ помощью работы особаго прибора—индикатора, который съ природы зачерчиваетъ кривую измѣненія давленія въ рабочей полости ци-

*) Болѣе подробно съ техническими измѣреніями вообще можно познакомиться по книгѣ Грамбергъ, Технические измѣренія, СПб. 1907.

цилиндра,—т. е. такъ называемую индикаторную діаграмму. Индикаторную мощность возможно опредѣлить лишь у тѣхъ двигателей, въ рабочей полости которыхъ давленіе мѣняется съ измѣненіемъ времени въ данномъ поперечномъ сѣченіи двигателя; въ противномъ случаѣ индикаторъ вычертитъ прямую линію постояннаго давленія въ данномъ сѣченіи. Поэтому индикаторную мощность можно опредѣлить непосредственно помощью индикатора лишь въ поршневыхъ машинахъ (паровыхъ и внутренняго сгорания) и невозможно въ паровыхъ турбинахъ. Въ послѣдующихъ §§ описаны наиболѣе часто встрѣчающіеся случаи опредѣленія мощности машинъ.

§ 141. Индикаторная мощность поршневыхъ машинъ.

Величина индикаторной мощности одноцилиндровой паровой машины опредѣляется слѣдующимъ образомъ. Если диаметръ цилиндра есть d , то рабочая площадь поршня есть $\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$, гдѣ d_1 есть площадь сѣченія поршневого штока (предполагаемъ штокъ сквознымъ). Если при этомъ среднее давленіе пара на поршень за время одного хода поршня есть p_i kg/cm², то общее среднее давленіе пара на поршень есть $p_i \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ kg. Точка приложенія этой силы за одинъ оборотъ вала проходитъ путь, равный двойному ходу поршня, т. е. $2h_{(m)}$; поэтому работа за 1 оборотъ, отнесенная къ поршню, будетъ $p_i \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cdot 2h$ kg. m, а секундная работа или мощность на поршнѣ при n оборотахъ вала въ минуту будетъ, очевидно, $p_i \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) 2h \cdot \frac{n}{60}$ kg. m/s или, имѣя въ виду, что 75 kg. m/s = = 1 лощ. силъ, получимъ окончательно индикаторную мощность цилиндра $N_i = p_i \frac{\pi (d^2 - d_1^2) h n}{9000}$ лощ. силъ.

Если паровая машина обладаетъ нѣсколькими паровыми цилиндрами, то общая индикаторная мощность машины представляетъ сумму индикаторныхъ мощностей отдѣльныхъ цилиндровъ. Величина p_i средняго индикаторнаго давленія на поршень должна быть опредѣлена изъ индикаторныхъ діаграммъ для каждаго цилиндра въ отдѣльности. Способъ опредѣленія p_i по индикаторной діаграммѣ указанъ въ слѣдующихъ параграфахъ.

Если извѣстна средняя секундная скорость поршня за 1 оборотъ $C_m = \frac{2hn}{60}$ m/s, то выраженіе для индикаторной мощности цилиндра

можетъ быть написано въ видѣ $N_i = p_i \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cdot \frac{C_m}{75}$ лощ. силъ.

Количество оборотовъ n , которое входитъ въ формулу для индикаторной мощности, должно быть опредѣлено каждый разъ въ мо-

ментъ съемки индикаторной діаграммы, изъ которой мы будемъ брать среднее давленіе p_i . Количество n опредѣляется или просто счетомъ числа оборотовъ по секундомѣру, или же особыми приборами—тахометрами.

Въ обычныхъ четырехтактныхъ двигателяхъ внутренняго сгоранія простого дѣйствія при діаметрѣ d см, ходѣ поршня h м и среднемъ давленіи на поршень во время рабочаго такта p_i kg/cm² получается работа во время рабочаго хода, равная $\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot h$ kg · м, что при n оборотахъ въ минуту и при условіи четырехтактности двигателя, т. е. совершенія 1 рабочаго хода за 2 оборота вала, даетъ индикаторную мощность цилиндра $N_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot h \frac{n}{2 \cdot 60 \cdot 75}$ лош. силъ.

Для четырехтактныхъ двигателей двойного дѣйствія или для двухтактнаго простого дѣйствія количество рабочихъ тактовъ вдвое больше, и потому для нихъ мощность цилиндра будетъ

$$N_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot h \frac{n}{60 \cdot 75} \text{ лош. силъ.}$$

Наконецъ, для двухтактныхъ двигателей двойного дѣйствія количество рабочихъ тактовъ увеличивается еще вдвое, и потому для такихъ машинъ индикаторная мощность цилиндра будетъ равна

$$N_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot h \frac{2n}{60 \cdot 75} \text{ лош. силъ.}$$

Для машинъ внутренняго сгоранія многоцилиндровыхъ необходимо, конечно, опредѣлять индикаторную мощность для каждаго цилиндра въ отдѣльности, и для опредѣленія полной индикаторной мощности двигателя взять сумму индикаторныхъ мощностей всѣхъ цилиндровъ. Среднее индикаторное давленіе p_i опредѣляется изъ снятыхъ съ каждаго цилиндра индикаторныхъ діаграммъ, при чемъ число оборотовъ n должно быть опредѣлено въ моментъ снятія діаграммъ.

Приведенныя формулы для двигателей внутренняго сгоранія непригодны при регулированіи машины пропусками рабочихъ тактовъ (см. главу VIII). Въ этомъ случаѣ должно быть подсчитано по выхлопной трубѣ (по звуку или по виду продуктовъ*) количество пропусковъ въ 1 минуту; если оно будетъ n_1 , то индикаторная мощность одноцилиндроваго четырехтактнаго двигателя простого дѣйствія будетъ равна $N_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot h \left(\frac{n}{2} - n_1 \right) \cdot \frac{1}{60 \cdot 75}$ лош. силъ.

Напомнимъ, что указанныя формулы годны при выраженіи діаметра цилиндра d въ см, хода поршня h въ м, давленія p_i въ kg/cm²

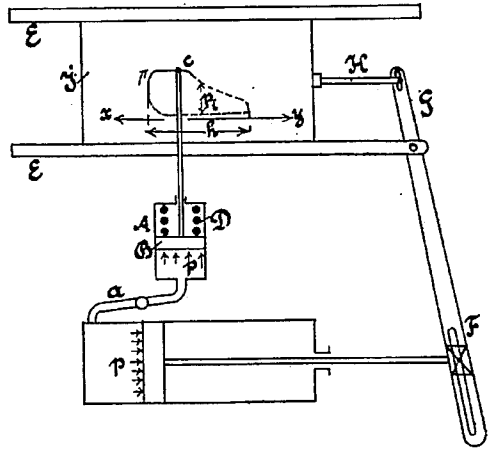
*) При рабочемъ тактѣ происходитъ рѣзкій по звуку выхлопъ, при пропускѣ же рабочаго такта выхлопъ очень слабый по звуку и безцвѣтный по виду, тогда какъ продукты горѣнія при выхлопѣ слегка окрашены даже и при очень совершенномъ сжиганіи.

или atm., число оборотовъ n въ минуту. Для опредѣленія N_i во всѣхъ случаяхъ надо имѣть индикаторную діаграмму машины, снятую помощью индикатора, описанію котораго и посвященъ слѣдующій параграфъ.

§ 142. Принципъ устройства и дѣйствія индикатора.

Индикаторомъ называется приборъ, при помощи котораго мы можемъ съ натуры зачертить діаграмму измѣненія давленія внутри цилиндра поршневого двигателя.

Принципъ устройства индикатора выработанъ еще творцомъ паровой машины Уаттомъ, индикаторъ котораго и представленъ на схемѣ фиг. 237. Полость парового цилиндра помощью трубки a сообщается съ внутренностью цилиндра индикатора A , который располагается вертикально. Въ цилиндрѣ индикатора находится поршень B , при чемъ съ рабочей полостью цилиндра машины сообщается полость подъ поршенькомъ B индикатора. По-



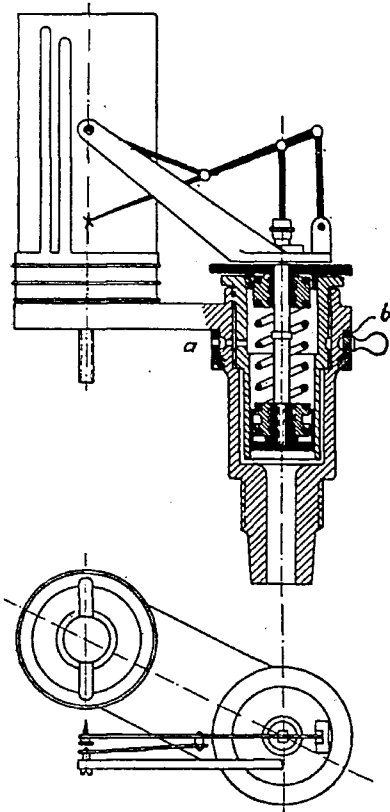
Фиг. 237.—Схема дѣйствія индикатора Уатта.

этому, когда кранъ на трубкѣ a открытъ, то подъ поршенькомъ индикатора устанавливается то же давленіе, что и въ цилиндрѣ машины. Когда это давленіе во время впуска пара въ цилиндръ увеличивается, то поршеньекъ B индикатора поднимается, сжимая пружину, заложенную между поршенькомъ B и крышкой цилиндрика индикатора A . Вслѣдствіе этого подъемъ поршенька B всегда пропорціоналенъ давленію пара подъ нимъ, ибо прогибъ пружины пропорціоналенъ всегда нагрузкѣ на пружину. Пружина предварительно калибруется, т. е. намъ извѣстно, что сжатіе ея на 1 м/м соотвѣтствуетъ давленію пара подъ поршенькомъ, равному a kg/cm² (или atm).

Тѣ же перемѣщенія, что поршеньекъ B индикатора, испытываетъ и штокъ его, на концѣ котораго насаженъ острый карандашикъ c . Этотъ карандашикъ чертитъ при поднятіи линію на планшеткѣ J , которая приводится въ движеніе отъ крейцкопфа помощью рычажной передачи FG и патунчика H , т. е. планшетка совершаетъ движенія, аналогичныя движеніямъ поршня, но меньшія по величинѣ и противоположнаго направленія. Вслѣдствіе того, что движется планшетка J между полозьями E и измѣняется сообразно измѣненію давленія въ цилиндрѣ положеніе карандашика c индикатора, онъ и вычерчиваетъ за одинъ оборотъ вала замкнутую кривую линію измѣненія давленія въ цилиндрѣ, т. е. индикаторную діаграмму. Ходъ поршня изображается здѣсь длиною діаграммы h , а давленія на поршень ордина-

тами p ; въ известномъ, конечно, масштабѣ. Если закрыть кранъ на трубкѣ a и полость индикатора сообщить съ атмосферой, то поршенькъ B сядетъ подъ вліяніемъ пружины въ крайнее нижнее положеніе, и движеніе планшетки J вычертитъ на ней атмосферную прямую линію xy .

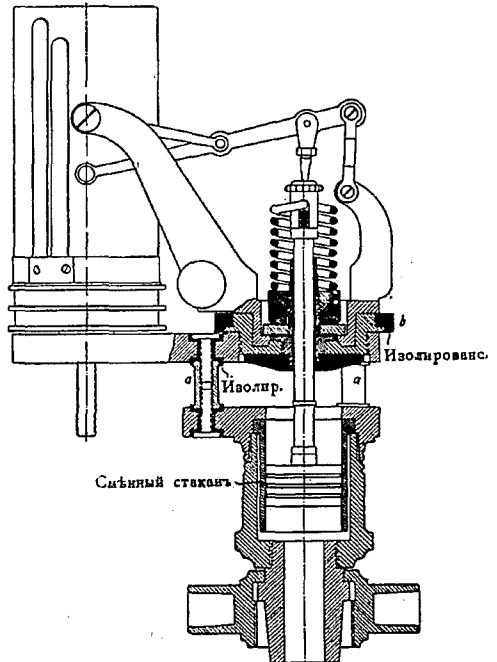
Въ современныхъ индикаторахъ, употребляющихся въ дѣйствительности, введено много усовершенствованій. На фиг. 238 изображенъ индикаторъ Розенкранца. Мы видимъ, что штокъ индикаторнаго поршня не чертитъ непосредственно, а передаетъ движенія поршня на довольно сложную рычажную передачу, при чемъ карандашникъ, помѣченный крестикомъ, насаженъ на конецъ длиннаго рычага. Поэтому малые перемѣщенія поршня индикатора соотвѣтствуютъ довольно значительнымъ перемѣщеніямъ карандашника, благодаря чему діаграмма выходитъ большихъ размѣровъ по высотѣ, т. е. болѣе отчетливая. Планшетка J въ современныхъ индикаторахъ замѣняется возвратно вращающимся барабаномъ, который вращается въ одну сторону помощью гибкаго шнура, замѣняющаго собою шатунчикъ H (фиг. 237). Въ обратную же сторону, при перемѣнѣ направленія движенія поршня, барабанъ поворачивается дѣйствіемъ спиральной пружины въ основаніи барабана, которая заводится (напрягается) при прямомъ вращеніи барабана подъ вліяніемъ шнура. Діаграмма вычерчивается на листочкахъ бумаги, обворачиваемой вокругъ барабана, и удерживаемой тѣмъ, что концы бумаги закладываются и отгибаются на вертикальныхъ полоскахъ, видныхъ на фиг. 238 и прикрѣпленныхъ къ вращающемуся барабану. Благодаря такому устройству очень легко и удобно даже на ходу прибора снимать использованные листки бумаги и закладывать новые. Отношеніе плечей F и G рычага, передающаго движеніе поршня на барабанъ (фиг. 237), должно быть рассчитано такъ, чтобы полный ходъ точки G рычага соотвѣтствовалъ бы примѣрно 0,7—0,8 развертки окружности барабана индикатора. Индикаторы описаннаго устройства примѣняются только для паровыхъ машинъ, работающих насыщеннымъ (относительно холоднымъ) паромъ. Дѣло въ томъ, что результатъ опредѣленія средняго давленія p ; зависитъ главнымъ образомъ отъ правильности опредѣленія масштаба пружины, т. е. того, на сколько m/m (напр. $b m/m$) поднимается карандашъ при давленіи подъ поршенькомъ индикатора,



Фиг. 238.—Индикаторъ Розенкранца.

раальной пружины въ основаніи барабана, которая заводится (напрягается) при прямомъ вращеніи барабана подъ вліяніемъ шнура. Діаграмма вычерчивается на листочкахъ бумаги, обворачиваемой вокругъ барабана, и удерживаемой тѣмъ, что концы бумаги закладываются и отгибаются на вертикальныхъ полоскахъ, видныхъ на фиг. 238 и прикрѣпленныхъ къ вращающемуся барабану. Благодаря такому устройству очень легко и удобно даже на ходу прибора снимать использованные листки бумаги и закладывать новые. Отношеніе плечей F и G рычага, передающаго движеніе поршня на барабанъ (фиг. 237), должно быть рассчитано такъ, чтобы полный ходъ точки G рычага соотвѣтствовалъ бы примѣрно 0,7—0,8 развертки окружности барабана индикатора. Индикаторы описаннаго устройства примѣняются только для паровыхъ машинъ, работающих насыщеннымъ (относительно холоднымъ) паромъ. Дѣло въ томъ, что результатъ опредѣленія средняго давленія p ; зависитъ главнымъ образомъ отъ правильности опредѣленія масштаба пружины, т. е. того, на сколько m/m (напр. $b m/m$) поднимается карандашъ при давленіи подъ поршенькомъ индикатора,

равнымъ 1 kg/cm (= 1 atm). Если этотъ масштабъ опредѣленъ неправильно, то и вычисленіе N_i будетъ ошибочно, т. к. p_i мы опредѣлимъ тоже ошибочно. Между тѣмъ дозна-
но, что свойства пружины измѣ-
няются съ измѣненіемъ температу-
ры ея. Поэтому если пружина про-
калибрована въ холодномъ состоя-
ніи, то въ горячемъ масштабъ бу-
детъ ошибоченъ, а пружина несо-
мѣнно нагрѣвается при дѣйствіи
индикатора. Ошибка въ опредѣле-
ніи N_i легко можетъ вслѣдствіе это-
го превышать 2%. При низкихъ тем-
пературахъ рабочей жидкости (па-
ровыя машины насыщеннаго пара)
ошибка еще весьма невелика, но
при работѣ сильно перегрѣтымъ
паромъ, и въ особенности при инди-
цированіи двигателей внутренняго
сгорания, ошибка бываетъ значи-
тельна. Поэтому-то въ этихъ слу-
чаяхъ обязательно слѣдуетъ поль-
зоваться индикаторами съ холодной
(внѣшней) пружиной. На фиг. 239
показанъ подобный индикаторъ. Наибольшимъ распространеніемъ въ
Россіи и за границей пользуются индикаторы Розенкранца (Dreyer, Ro-
senkranz und Droop въ Hannover'ѣ) и Майгака (Maihak, Hamburg).



Фиг. 239.—Индикаторъ съ внѣшней (холодной) пружиной.

§ 143. Опредѣленіе p_i изъ индикаторной діаграммы.

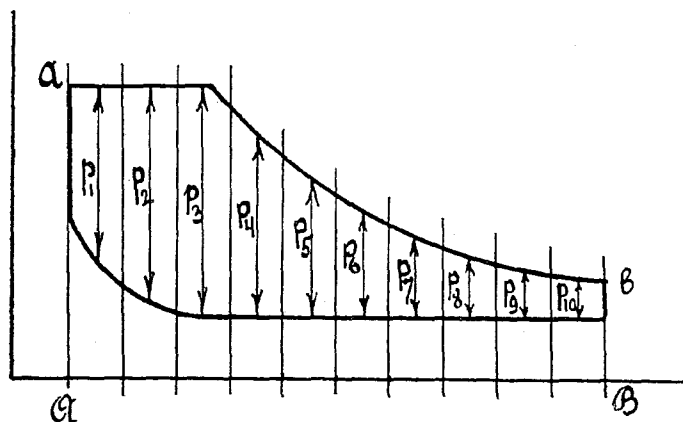
Когда индикаторная діаграмма снята, то изъ нея можно опредѣ-
лить среднее индикаторное давленіе на поршень, разъ только извѣ-
стенъ масштаб пружины, т. е. количество м/м подъема карандашика
индикатора подъ нагрузкой поршенька 1 kg/cm². Предположимъ, что
давленіе 1 atm соотвѣтствуетъ подъему карандашика на b м/м. Чтобы
судить о правильности масштаба, полезно отмѣтить въ моментъ съемки
діаграммы давленіе въ золотниковой коробкѣ (паровой машины) и при
помощи индикатора провести на діаграммѣ линію этого давленія*).

Чтобы изъ снятой индикаторной діаграммы опредѣлить среднее
 p_i , разбиваемъ діаграмму на 10 равныхъ частей помощью 11 линій,
перпендикулярныхъ къ атмосферной линіи, при чемъ крайнія линіи

*) Для этого слѣдуетъ индикаторъ сообщить особой трубкой съ краномъ и
съ золотниковой коробкой, при чемъ сообщить индикаторъ послѣдовательно: сначала
съ зол. коробкой, потомъ съ цилиндромъ и, наконецъ, съ атмосферой для начертанія
атмосферной прямой.

захватываютъ крайнія точки діаграммы (см. фиг. 240). Для проведенія этихъ 11 параллелей индикаторные наборы снабжаются особыми параллельными линейками. Затѣмъ въ каждой части діаграммы опредѣляется величина средней ординаты p_1, p_2 и т. д., а по нимъ и средняя p , какъ средняя арифметическая, т. е. $p = \frac{\sum p_{1, 2, \dots}}{10}$. Если мы теперь найденную среднюю ординату діаграммы, выраженную въ m/m , раздѣлимъ на масштабъ, то и получимъ величину среднего давленія на поршень $p_i = \frac{p}{b}$ kg/cm^2 .

Болѣе точно опредѣляется p_i слѣдующимъ способомъ: площадь всей діаграммы опредѣляется помощью планиметра*) или клѣтчатой



Фиг. 240.—Опредѣленіе средняго p_i по индикаторной діаграммѣ.

и имѣющаго равное основаніе AB съ діаграммой. Затѣмъ опредѣлится и $p_i = \frac{p}{b}$ по масштабу пружины b . Каждый индикаторъ снабжается цѣлымъ наборомъ пружинъ разной силы, чтобы можно было при весьма различныхъ давленіяхъ получать отчетливую индикаторную діаграмму.

Слѣдуетъ замѣтить, что треніе въ частяхъ индикатора и силы инерціи движущихся частей индикатора въ значительной степени могутъ исказить индикаторную діаграмму и тѣмъ сдѣлать подсчетъ на основаніи діаграммы неточнымъ. Поэтому для быстроходныхъ машинъ (начиная съ 150—200 об. въ мин.) слѣдуетъ брать спеціальныя индикаторы, вырабатываемыя фирмами для этого типа машинъ. При числѣ же оборотовъ свыше 400—500 въ мин. индицированіе для опредѣленія мощности вообще становится довольно неточнымъ и непригоднымъ въ качествѣ рѣшающаго метода изслѣдованія.

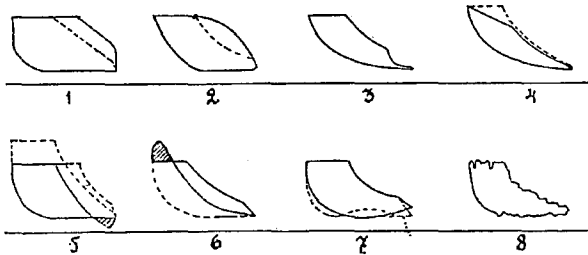
*) Особый приборъ для измѣренія площадей.

миллиметровой бумаги (или кальки) и затѣмъ площадь діаграммы, выраженную въ mm^2 , дѣлимъ на длину діаграммы AB (фиг. 240). Тогда частное и дастъ болѣе точно величину p mm , которая по существу есть высота прямоугольника, равновеликаго съ индикаторной діаграммой

§ 144. Существенные дефекты, обнаруживаемые индикаторомъ.

Часто форма снятой индикаторной диаграммы указывает на тѣ или другіе недостатки изслѣдуемой машины. Здѣсь мы не останавливаемся на этомъ вопросѣ подробно, а приводимъ только нѣсколько характерныхъ случаевъ по отношенію къ паровой машинѣ.

1) На фиг. 241, эскизъ 1, изображена диаграмма, которая показываетъ, что наполненіе цилиндра слишкомъ велико, ибо давленіе при



Фиг. 241.—Недостатки индикаторныхъ диаграммъ паровой машины.

концѣ расширенія тоже слишкомъ велико. Для улучшенія экономичности машины надо уменьшить наполненіе (при этомъ, конечно, мощность упадетъ, или же одновременно должно быть увеличено число оборотовъ вала въ минуту).

2) Эскизъ 2 показываетъ, что во время расширенія продолжается впускъ. Это бываетъ вслѣдствіе неплотности парораспределительныхъ органовъ, на что и нужно въ этомъ случаѣ обратить вниманіе (при тереть клапаны или пришабрить золотникъ).

3) Предвареніе выпуска наступаетъ слишкомъ рано. Надо увеличить внутреннюю перекрышку (въ случаѣ золотниковаго распределенія).

4) Расширеніе начинается еще въ періодъ впуска (сильное паденіе давленія при впускѣ). Это показываетъ, что распределительный каналъ открывается слишкомъ незначительно.

5) Петля отрицательной работы внизу диаграммы происходитъ при очень малыхъ наполненіяхъ при низкомъ давленіи впуска. Необходимо или увеличить наполненіе или поднять давленіе пара при впускѣ.

6) Петля отрицательной работы вверху диаграммы происходитъ вслѣдствіе слишкомъ продолжительнаго сжатія. Слѣдуетъ уменьшить внутреннюю перекрышку (при золотниковомъ распределеніи).

7) Линія выпуска представляетъ не прямую, а кривую, выпуклостью внизъ. Это показываетъ, что выпускные каналы открываются слишкомъ медленно и мало. Въ золотниковыхъ машинахъ слѣдуетъ посмотреть не прикрывается ли средній пролетъ зеркала золотникомъ (особенно въ случаѣ обратной кривизны линіи выпуска—пунктиръ).

8) Диаграмма вычерчена зигзагообразно. Это показываетъ, что или въ частяхъ индикатора сильное треніе (напр., заѣдаетъ поршенекъ

индикатора и онъ падаетъ и опускается скачками), или же, что сильно вліяніе силъ инерціи движущихся частей индикатора. Въ этомъ случаѣ надо сперва убѣдиться въ исправности индикатора, а если и при этихъ условіяхъ получаются зигзаги, то ихъ слѣдуетъ отнести на счетъ инерціи частей индикатора и переимѣнить его на приспособленный для быстроходныхъ машинъ.

При съемкѣ индикаторныхъ діаграммъ слѣдуетъ на нихъ немедленно отмѣчать: время съемки (день, мѣсяць, годъ, часы и минуты), номеръ цилиндра и названіе полости цилиндра (спереди поршня или сзади поршня, считая отъ вала), число оборотовъ въ минуту въ моментъ съемки и масштаб пружины. Иначе при большомъ числѣ снятыхъ діаграммъ онѣ легко могутъ быть перепутаны.

§ 145. Опредѣленіе дѣйствительной (полезной) мощности помощью индикатора.

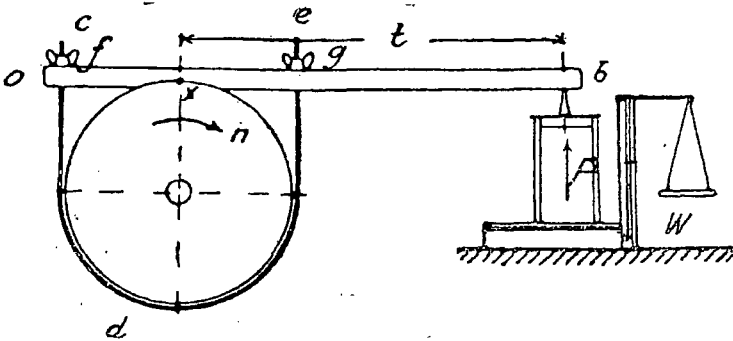
Полезная мощность N_c есть индикаторная мощность N_i за вычетомъ мощности N_R , потраченной на преодоленіе вредныхъ сопротивленій въ самой машинѣ. Эту же мощность N_R мы можемъ найти помощью индикатора, рассуждая такимъ образомъ: пустимъ машину безъ всякой нагрузки (въ холостую) при томъ же числѣ оборотовъ, при которомъ опредѣлена мощность N_i при нагрузкѣ машины. Снятыя въ этомъ случаѣ индикаторныя діаграммы какъ разъ и дадутъ ту величину мощности, которая соотвѣтствуетъ N_R , ибо вся работа пошла на преодоленіе лишь однихъ вредныхъ сопротивленій, такъ какъ полезная нагрузка равна нулю. Поэтому, полезная мощность машины будетъ $N_c = N_i - N_R$. Это опредѣленіе N_c приблизительно, такъ какъ мы считаемъ, что N_R остается постоянной при всякой нагрузкѣ, а на самомъ дѣлѣ N_R мѣняется, именно увеличивается съ возрастаніемъ нагрузки, но не такъ быстро. Коэффициентъ механическаго полезнаго дѣйствія равенъ здѣсь очевидно $\eta_m = \frac{N_i - N_R}{N_i}$. Обычно значеніе η_m

возрастаетъ съ возрастаніемъ нагрузки машины, но не столь быстро, какъ даетъ значенія выведенная выше формула для η_m .

§ 146. Измѣреніе полезной мощности помощью нажима Прони или ленточнаго тормаза.

При опредѣленіи полезной мощности на валу двигателя помощью тормаза или нажима полезная нагрузка создается треніемъ на окружности маховика машины, т. е. машину заставляютъ работать только для преодоленія этого тренія. На фиг. 242 представлена схема ленточнаго тормаза. На маховикъ положенъ сверху деревянный рычагъ ab , къ которому прикрѣплены концы желѣзной ленты cde , обхватывающей маховикъ. Нажатіе ленты регулируется гайками на рычагѣ. Если теперь мы заставимъ машину вращаться въ направленіи стрѣлки, то махо-

викъ увлечетъ за собой и рычагъ съ лентой. Но этого не позволяютъ, подставляя подъ конецъ b рычага платформу десятичныхъ вѣсовъ, въ которую рычагъ и упирается, оказывая давленіе, между тѣмъ какъ маховикъ, преодолевая треніе ленты, продолжаетъ вращаться. Чѣмъ сильнѣе треніе на окружности маховика, т. е. чѣмъ сильнѣе зажата лента



Фиг. 242.—Опредѣленіе полезной мощности ленточнымъ тормозомъ.

та, тѣмъ больше будетъ давленіе на вѣсы, которое легко измѣряется вѣсами (простое взвѣшиваніе). Очевидно, что реакція вѣсовъ P даетъ моментъ, сопротивляющійся движенію маховика машины, равный Pl , гдѣ l длина рычага отъ точки касанія съ маховикомъ до вѣсовъ. По существу это тотъ же моментъ, который относительно оси вращенія даетъ сила тренія U на окружности маховика между маховикомъ и лентой, т. е. моментъ UR , гдѣ R есть радиусъ маховика. Поэтому мы можемъ написать $UR = Pl$ или $U = \frac{Pl}{R}$. Это и есть сила

трения на окружности обода маховика, представляющая въ нашемъ испытаніи полезную нагрузку. Путь, проходимый точкой приложенія этой силы за 1 оборотъ вала, есть $2\pi R$ (относительное перемѣщеніе маховика и неподвижной ленты), а за 1 секунду путь равенъ $\frac{2\pi Rn}{60}$.

Поэтому полезная мощность машины есть $\frac{Pl \cdot 2\pi n}{60}$ км/с или въ лошадиныхъ силахъ $N_e = \frac{Pl \cdot 2\pi n}{60 \cdot 75} = \frac{Pln}{716}$ л. с.

Описанный способъ торможенія пригоденъ для точныхъ опредѣленій полезной мощности лишь малыхъ машинъ (отъ 40 до 50 л. с.).

§ 147. Измѣреніе полезной мощности машинъ помощью веревочнаго тормоза.

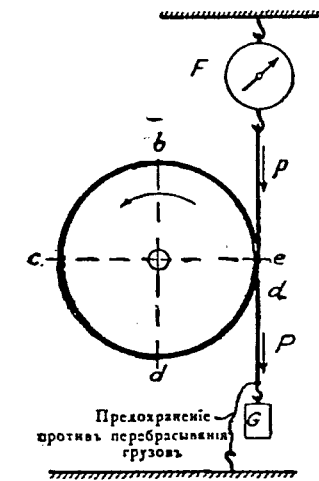
Вокругъ маховика (фиг. 243) машины обворачивается веревка, при чемъ одинъ конецъ ея подвѣшивается къ потолку помощью динамометра (пружинныхъ вѣсовъ) F , а къ другому концу подвѣшиваются грузы G . Грузъ располагается такъ, что при вращеніи маховика онъ старается поднять грузъ. Вслѣдствіе дѣйствія груза G веревка прижимается къ ободу маховика и между маховикомъ и веревкой воз-

никаетъ треніе, которое и старается увлечь веревку, а слѣдовательно, и приподнять грузъ. Если бы сила тренія на ободѣ маховика какъ разъ равнялась бы величинѣ нагрузки G , то верхній конецъ веревки не былъ бы нагруженъ совершенно, онъ провисъ бы и динамометръ F никакой нагрузки не показалъ бы. Но динамометръ F обычно показываетъ небольшую нагрузку p , изъ этого слѣдуетъ, что сила тренія на окружности обода маховика равна не нагрузкѣ G , а разности нагрузокъ $G - p$. Итакъ, сила тренія на ободѣ маховика $U = G - p$. Такъ какъ секундный путь точки приложенія этой силы равенъ,

какъ и для тормазы Прони, $\frac{2\pi Rn}{60}$, то полезная работа машины въ лош. сил. выразится очевидно $N_e = \frac{(G - p) 2\pi Rn}{60 \cdot 75}$ лош. силъ.

Для болѣе точнаго вычисленія N_e по этому способу къ нагрузкѣ G слѣдуетъ прибавить вѣсъ концовъ каната (какъ верхняго, такъ и нижняго свисающаго конца) g' . Кромѣ того, вмѣсто радиуса R маховика слѣдуетъ брать $R + r$, гдѣ r радиусъ каната. Тогда окончательно полезная мощность выражается

$$N_e = \frac{(G + g' - p) 2\pi (R + r)n}{60 \cdot 75} \text{ лош. силъ.}$$



Фиг. 243.—Опредѣленіе полезной мощности веревочнымъ тормазомъ.

Обыкновенно канатъ обворачиваютъ вокругъ маховика нѣсколько разъ, иначе онъ слишкомъ быстро истирается; при этомъ канатъ снабжаютъ деревянными пластинками съ закраинами, которыя не позволяютъ канату сползать съ маховика. Полезно маховикъ нѣсколько смазывать водой и небольшимъ количествомъ нефти, чтобы уменьшить износъ каната и уменьшить нагрѣваніе. При испытаніи же большихъ машинъ лучше всего примѣнять специальный шкивъ съ водянымъ охлажденіемъ обода его. При такихъ условіяхъ способъ примѣнимъ для измѣренія мощности и крупныхъ машинъ, при обычномъ же использованіи маховика способъ веревочнаго тормазы приложимъ для машинъ до 50—60 лош. силъ.

§ 148. Электрическое опредѣленіе полезной мощности машинъ.

Если нашъ двигатель работаетъ на электрическую машину, то возможно измѣрить полезную мощность электрическимъ путемъ. Для этого мы создаемъ электрическую нагрузку машины или путемъ включенія дѣйствительныхъ мѣстъ потребленія тока, или же работаемъ на реостатъ (сопротивленіе), при чемъ можетъ быть примѣненъ или проводочный, или же водяной реостатъ надлежащаго двигателя*). Создавъ на-

*) Въ этомъ случаѣ необходимо обратиться къ монтеру—электромеханику.

грузку машины включеніемъ сѣти, мы измѣряемъ вольтажъ (напряженіе тока) V и амперажъ (силу тока A) специальными приборами (вольтметръ и амперметръ) у борновъ (зажимовъ) динамо-машины. Произведеніе VA даетъ намъ величину электрической мощности динамо-машины въ ваттахъ *). Имѣя въ виду, что 736 ваттовъ $= 75$ kgm/s , мы находимъ механическую мощность у борновъ динамо-машины въ видѣ $N_s = \frac{VA}{736}$.

Если теперь намъ будетъ извѣстенъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія динамо-машины, то, раздѣливъ электрическую мощность N_s на коэффициентъ полезнаго дѣйствія динамо-машины η_d , получимъ величину полезной механической мощности на валу динамо-машины:

$$N_e = \frac{VA}{\eta_d \cdot 736} \text{ лощ. силъ.}$$

Если при этомъ динамо-машина приводится въ дѣйствіе непосредственно отъ вала двигателя черезъ жесткую или иную муфту, то указанное выраженіе даетъ одновременно и полезную мощность двигателя. Если же динамо-машина приводится въ дѣйствіе черезъ ременную или канатную передачу, то указанное выраженіе надо еще раздѣлить на коэффициентъ полезнаго дѣйствія ременной или канатной передачи η_r .

Величину η_r можно считать въ предѣлахъ отъ $0,93$ — $0,95$ на каждую пару передаточныхъ шкивовъ.

Если нашъ двигатель работает на генераторъ переменнаго тока, то, обозначивъ электрическую мощность двигателя въ ваттахъ черезъ W , получимъ полезную мощность машины $N_e = \frac{W}{\eta_d \cdot 736}$.

Величину W беремъ изъ показанія ваттметра, который всегда бываетъ на распредѣлительной доскѣ переменнаго тока. Если у насъ трехфазный токъ и два ваттметра въ цѣпи, то W равно суммѣ показаній обоихъ ваттметровъ.

Черезъ показанія вольтметра V и амперметра A мощность переменнаго трехфазнаго тока выражается $W_s = VA \cos \varphi \sqrt{3}$ и однофазнаго $W_1 = VA \cos \varphi$.

Величина $\cos \varphi$ зависитъ отъ рода нагрузки сѣти. Если въ сѣти нѣтъ самоиндукціи, т. е. сѣть нагружена только калильными лампами, то $\cos \varphi = 1$. При моторной же нагрузкѣ $\cos \varphi$ мѣняется (въ среднемъ около $0,8$), и тогда необходимо при измѣреніи мощности пользоваться обязательно ваттметромъ.

Величины коэффициентовъ полезнаго дѣйствія динамо-машинъ даны въ нижеприведенной таблицѣ **).

*) Для динамо-машины постоянного тока.

**) Инж. Скомороховъ. „Пособіе къ испытанію и изученію свойствъ электрическихъ машинъ и трансформаторовъ“ (Кіевъ, 1914).

а) Малыя машины постоянного тока.

Мощность лош.силъ.	Число оборотовъ въ минуту.					Примѣчаніе.
	62,5	125	250	500—2000	3000	
1	—	—	0,67	0,73	0,73	При нормальной нагрузкѣ.
2	—	0,68	0,73	0,78	0,78	
5	0,70	0,76	0,795	0,83	0,825	
10	0,75	0,80	0,845	0,87	0,865	
20	0,79	0,84	0,87	0,90	0,895	
30	0,815	0,855	0,88	0,91	0,90	
40	0,83	0,865	0,89	0,915	0,905	
50	0,84	0,875	0,90	0,918	0,908	
60	0,85	0,888	0,905	0,92	0,909	
70	0,858	0,892	0,905	0,92	0,91	
80	0,865	0,897	0,91	0,92	0,91	
90	0,87	0,90	0,91	0,92	0,91	
100	0,878	0,90	0,91	0,92	0,91	

б) Большія машины постоянного тока.

Мощность въ КВ *).	Число оборотовъ въ минуту.					Примѣчаніе.	
	62,5	125	250	500—1000	2000		3000
100	0,88	0,905	0,92	0,93	0,92	0,91	При нормальной нагрузкѣ.
250	0,90	0,92	0,935	0,94	0,928	0,91	
500	0,92	0,935	0,945	0,945	0,93	0,917	
750	0,93	0,94	0,95	0,948	0,93	0,918	
1000	0,937	0,947	0,954	0,95	0,932	—	
2000	—	0,956	0,96	0,952	—	—	
3000	—	0,96	0,96	0,952	—	—	
5000	—	—	0,957	0,95	—	—	

в) Генераторы трехфазнаго переменнаго тока при 50 періодахъ въ секунду.

Мощность въ КВ.	Число оборотовъ въ минуту.					Примѣчаніе.	
	125	250	500	750	1500		3000
10	0,75	0,78	0,82	0,83	0,83	0,80	При нормальной нагрузкѣ.
50	0,865	0,875	0,88	0,89	0,89	0,88	
100	0,89	0,895	0,90	0,91	0,91	0,895	
500	0,925	0,93	0,93	0,945	0,935	0,92	
1000	0,94	0,945	0,945	0,96	0,95	0,93	
5000	0,965	0,965	0,965	0,97	—	—	

*) 1 КВ (киловаттъ = 1000 вольтъ-амперамъ) = 1,36 лош. силъ.

Значенія коэффициентовъ η_0 годятся для нагрузокъ въ предѣлахъ отъ 75 до 125% отъ нормальной нагрузки. При паденіи нагрузка ниже 75% отъ нормальной η_0 значительно уменьшается, приблизительно составляя при нагрузкѣ 50%—0,95 η_0 , при нагрузкѣ 25%—0,87 η_0 .

Указанныя въ таблицахъ значенія η_0 суть среднія значенія; точныя значенія η_0 могутъ быть или сообщены фирмой, поставляющей динамо-машину, если послѣдняя была испытана на заводѣ передъ отправкой, или же получены непосредственнымъ испытаніемъ, для котораго необходимо пригласить специалиста—электрика.

§ 149. Опредѣленіе коэффициента механическаго полезнаго дѣйствія машины и расхода топлива на 1 дѣйств. лош. силу—часъ.

Если нами опредѣлена индикаторная мощность машины N_i и полезная мощность на валу N_e , то коэффициентъ механическаго полезнаго дѣйствія есть $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$. Обычно величина коэффициента η_m повышается съ повышеніемъ нагрузки двигателя. Въ паровыхъ турбинахъ,

въ которыхъ нѣтъ возможности непосредственно опредѣлить N_e , приходится поступать такъ: сообщаемъ валъ турбины съ электромоторомъ и гонимъ турбину въ холостую (безъ нагрузки) при нормальномъ числѣ оборотовъ. Опредѣляемъ при этомъ мощность мотора у его борновъ, равную $\frac{VA}{736}$ лош. силъ, гдѣ V есть количество вольтъ и A количество амперъ. Зная коэффициентъ полезнаго дѣйствія мотора η_a ,

находимъ мощность электромотора на его валу, т. е. холостую мощность турбины $N_R = \eta_a \frac{VA}{736}$ лош. силъ. Тогда индикаторная мощность турбины N_i можетъ быть выражена, какъ $N_i = N_e + N_R$, при чемъ N_e опредѣлено обычно электрическимъ путемъ. Коэффициентъ механическаго полезнаго дѣйствія выразится при этомъ $\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_R}$.

Кромѣ опредѣленія коэффициента механическаго полезнаго дѣйствія, характеризующаго совершенство машины съ точки зрѣнія работы тренія, при испытаніяхъ всегда опредѣляютъ расходъ топлива на 1 дѣйств. лош. силу часъ. Для этого испытаніе должно продолжаться при однородной нагрузкѣ нѣсколько часовъ (для паровыхъ двигателей 4—8 часовъ, для двигателей внутр. сгорания 1—2 часа). Обычно испытываютъ двигатель при нормальной нагрузкѣ, при перегрузкѣ 25% отъ нормальной мощности. Во время испытанія періодически, каждыя 10—15 минутъ, опредѣляютъ полезную мощность машины и берутъ затѣмъ для результатовъ среднюю мощность N_e за время испытанія съ опредѣленной нагрузкой.

Кромѣ опредѣленія коэффициента механическаго полезнаго дѣйствія, характеризующаго совершенство машины съ точки зрѣнія работы тренія, при испытаніяхъ всегда опредѣляютъ расходъ топлива на 1 дѣйств. лош. силу часъ. Для этого испытаніе должно продолжаться при однородной нагрузкѣ нѣсколько часовъ (для паровыхъ двигателей 4—8 часовъ, для двигателей внутр. сгорания 1—2 часа). Обычно испытываютъ двигатель при нормальной нагрузкѣ, при перегрузкѣ 25% отъ нормальной мощности. Во время испытанія періодически, каждыя 10—15 минутъ, опредѣляютъ полезную мощность машины и берутъ затѣмъ для результатовъ среднюю мощность N_e за время испытанія съ опредѣленной нагрузкой.

Въ то же самое время тщательно и по возможности точно опредѣляютъ расходъ топлива Q за время испытанія. При испытаніи па-

ровыхъ установокъ котелъ долженъ быть въ концѣ испытанія приведенъ обязательно къ первоначальному состоянію, т. е. тому же давленію, уровню воды въ котлѣ и тому же количеству топлива въ топкѣ. Тогда расходъ топлива на дѣйств. силу—часъ выражается

$$q = \frac{Q}{N_{et}} \text{ kg/дѣйств. лош. силъ—часъ, гдѣ } t \text{ число часовъ испытанія.}$$

Точно такъ же во время испытанія производятся измѣренія расхода воды (или пара въ паровыхъ установкахъ), при чемъ опредѣляется лишь полезный расходъ на самую машину. Въ паровыхъ машинахъ удобнѣе всего опредѣлять расходъ пара по поверхностному конденсатору*). При грубыхъ измѣреніяхъ можно питать котелъ черезъ водомѣръ или изъ измѣрительнаго, градуированнаго бака, что и дастъ величину расхода воды за время опыта. Изъ полученнаго количества Q_b вычитаютъ ту воду, которая получается въ паропроводахъ и спускается черезъ конденсаціонные горшки. Расходъ воды на 1 силу-часъ выразится**) $q_b = \frac{Q_b}{N_{et}} \text{ kg/д. л. с.-ч.}$

Иногда въ условіяхъ поставки машинъ гарантируется опредѣленный расходъ топлива и воды на 1 инд. лош. силу-часъ. Тогда, конечно, для провѣрки приходится измѣрять во время опыта не дѣйствительную, а индикаторную мощность. Для турбогенераторовъ обычно гарантируется расходъ топлива на 1 kw (киловаттъ)-часъ.

При испытаніяхъ котловъ и машинъ слѣдуетъ вообще руководствоваться не только условіями контракта, но и нормальными правилами испытанія котловъ и машинъ, приложенными въ концѣ настоящей книги.

§ 150. Опредѣленіе коэффициента использования тепла (экономическаго коэффициента).

Коэффициентомъ использованія тепла или экономическимъ коэффициентомъ называется отношеніе количества теплоты, обращенной въ механическую полезную работу на валу двигателя, къ количеству теплоты, содержащейся въ потребленномъ топливѣ. Если за время испытанія мы получили среднюю полезную мощность N_e лош. силъ, то это соотвѣтствуетъ

$\frac{N_e \cdot 75}{427}$ единицъ теплоты въ секунду полезныхъ. Если часовой расходъ топлива оказался при этомъ B kg, то въ секунду расходовалось, значить, $\frac{B}{3600}$ kg, что при полезной теплотворной способности W

*) Количество конденсата.

**) Въ паровыхъ установкахъ слѣдуетъ отмѣчать обязательно свойства пара, т. е. его давленіе p , температуру (для перегрѣтаго пара) и влажность (для насыщеннаго пара).

ед. тепл. на kg топлива даетъ въ секунду $\frac{WB}{3600}$ ед. тепл. Поэтому общій коэффициентъ использованія теплоты есть $\eta_p = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot WB}$.

Величина полезной теплотворной способности топлива W должна быть опредѣлена лабораторнымъ путемъ точно. При грубыхъ изслѣдованіяхъ возможно для W пользоваться формулою

$$W = 8100 C + 34200 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2700S - 600 (H_2O)$$

гдѣ C —есть количество углерода въ составѣ топлива (по вѣсу) H —то же водорода, O —кислорода, S —сѣры и (H_2O) —воды.

Очевидно, что для пользованія формулой надо знать элементарный составъ топлива. Если неизвѣстенъ и составъ топлива, то можно принимать значенія для W , указанные въ таблицахъ для топлива, помѣщенныхъ въ соотвѣтственныхъ §§ нашей книги: § 15 твердыя топлива и нефть, § 90 жидкія топлива, § 82 газообразныя топлива.

Глава X.—Силовые станціи.*)

§ 151. Понятіе о силовыхъ станціяхъ.

Силовой станціей называется полная установка силовыхъ машинъ, предназначенныхъ для цѣлей совершенія механической работы. Эта установка можетъ быть или неподвижной (стаціонарной), помѣщенной въ соответственныхъ зданіяхъ, или подвижной. Къ послѣднему классу относятся передвижные локомобили (такъ называемые сельско-хозяйственные), судовыя установки, локомотивныя установки. Въ настоящемъ курсѣ имѣются въ виду лишь установки стаціонарныя. Силовая станція можетъ быть по роду примѣненныхъ машинъ: паровой, дизельной, газовсасывающей, гидравлической и т. д. Комплектъ ея приборовъ и машинъ включаетъ въ себѣ всѣ необходимыя для производства механической работы машины и приспособленія, такъ, напр., паросиловая установка включаетъ въ себѣ паровые котлы, паровыя машины (или турбины) и передачу на машины-орудія, большею частью совершающуюся теперь электрическимъ путемъ; въ этомъ случаѣ силовая станція обладаетъ еще динамо-машинами (или генераторами тока) и распредѣлительной доской. Иногда же въ фабричныхъ установкахъ передача отъ машинъ-двигателей къ машинамъ-орудіямъ совершается черезъ посредство ременной или канатной передачи. Кромѣ указанныхъ главныхъ машинъ силовая станція включаетъ въ себѣ еще вспомогательные механизмы (напр., въ паросиловыхъ установкахъ приборы для питанія котловъ, для подачи топлива, для возбужденія тяги, конденсаціонныя установки и т. д.) и трубопроводы для рабочей жидкости и отработанныхъ продуктовъ.

Такимъ образомъ мы видимъ, что на силовыхъ станціяхъ примѣняются самые разнообразныя двигатели. Вопросъ о томъ, какой именно типъ машинъ-двигателей пригоденъ для данной силовой установки,

*) Для болѣе подробнаго изученія рекомендуемъ книги:

О. Миллеръ. Устройство центральныхъ электрическихъ станцій, 1908.

В. Дмитріевъ. Центральныя электрическія станціи, 1909.

Проф. Э. Юссе. Современныя силовыя установки, 1909.

является вопросом громадной важности. Къ рѣшенію этого вопроса можно подойти съ экономической точки зрѣнія, т. е. выбрать тотъ типъ машинъ, который даетъ наиболѣе дешевую энергію. Однако такое рѣшеніе само по себѣ можетъ оказаться иногда совершенно неприемлемымъ, и двигатель, дающій дешевую энергію, но обладающій специфическими недостатками, недопустимыми при данныхъ условіяхъ существованія станціи, приходится иногда замѣнять менѣе экономнымъ, но пригоднымъ двигателемъ. Элементарному выясненію этого главнаго вопроса силовыхъ станціи и посвящена настоящая глава, въ первомъ отдѣлѣ которой изложены характерныя особенности разныхъ силовыхъ машинъ при ихъ эксплуатаціи и способы улучшенной утилизаціи тепла; во второмъ отдѣлѣ главы выяснена стоимость единицы энергіи, вырабатываемой двигателемъ, и наконецъ третья часть главы посвящена описанію различныхъ силовыхъ станціи.

А. Особенности силовыхъ машинъ въ эксплуатаціи.

§ 152. Пускъ двигателей въ ходъ.

Въ смыслѣ пуска двигателя въ ходъ различныя силовыя машины разнятся другъ отъ друга весьма значительно.

Паровыя установки требуютъ весьма большого промежутка времени на подготовленіе машины къ дѣйствию, именно необходимо растопить топливо въ топкахъ паровыхъ котловъ и довести давленіе въ котлахъ до рабочаго состоянія. Въ зависимости отъ принятой системы котловъ время это колеблется отъ 2 до 6—10 часовъ, именно, при вертикальныхъ водотрубныхъ котлахъ оно является наименьшимъ, а для котловъ съ большимъ водянымъ пространствомъ (напр., ланкаширскіе котлы) наибольшимъ. Поэтому паровыя установки негодны тамъ, гдѣ надо имѣть машину въ полной готовности немедленно по приказанію. Однако при регулярной эксплуатаціи двигателей на силовыхъ станціяхъ свойство это не столь неприятно, ибо станція готовится къ дѣйствию каждый день къ опредѣленному времени. Зато подготовка паровой установки къ дѣйствию невыгодна съ экономической точки зрѣнія, ибо на растопку котловъ затрачивается значительное количество топлива; этотъ расходъ топлива относительно тѣмъ больше, чѣмъ чаще приходится производить растопку и чѣмъ меньше суточная работа машины. Потери топлива при растопкѣ увеличиваются еще потерями тепла при прекращеніи дѣйствія машины—остываніе котловъ; при этомъ потери тѣмъ больше, чѣмъ больше воды въ котлахъ. При большихъ котлахъ и не очень значительныхъ перерывахъ въ работѣ выгоднѣе поэтому не прекращать пары, а поддерживать давленіе въ котлахъ лишь нѣсколько меньше рабочаго. Тогда, конечно, приходится расходовать количество топлива, соотвѣтствующее потерямъ лучеиспусканія котла и паропроводовъ.

Сама паровая машина (цилиндры) передъ пускомъ въ ходъ должна быть основательно прогрѣта, иначе при пускѣ пара будетъ происходить очень сильная конденсація, грозящая водянымъ ударомъ въ цилиндры. Прогрѣваніе большихъ машинъ продолжается $1\frac{1}{2}$ —2 часа и на него расходуется довольно значительное количество пара, т. е. теплоты. Резюмируя изложенное, мы видимъ, что на подготовленіе къ дѣйствию паровой машины расходуется много топлива и паросиловые установки наиболѣе выгодными являются при непрерывной суточной работѣ. При эксплуатаціи съ частыми и длинными перерывами паровыя установки невыгодны.

Зато большимъ плюсомъ паросиловыхъ установокъ является возможность троганія машины подъ наибольшей нагрузкой. Это замѣчаніе относится въ особенности къ многоцилиндровымъ машинамъ съ кривошипами подъ угломъ 90° или 120° другъ къ другу. На силовыхъ станціяхъ троганіе подъ нагрузкой можетъ быть однако избѣгнуто включеніемъ между валомъ машины-двигателя и машины-орудія расцѣпной муфты, которая можетъ быть разобщена во время троганія и вновь включена, когда двигатель пошелъ уже нормальнымъ ходомъ. Указанное свойство является, однако, очень цѣннымъ во многихъ случаяхъ: а) когда нѣтъ расцѣпной муфты между двигателемъ и орудіемъ и б) въ локомотивахъ (и судовыхъ установкахъ), гдѣ сопротивленіе при троганіи съ мѣста бываетъ наибольшимъ.

Двигатели газогенераторные по готовности къ работѣ мало отличаются отъ лучшихъ паровыхъ установокъ съ водотрубными котлами. До пуска газогенераторнаго двигателя намъ необходимо разжечь генераторъ, и пока въ немъ наладится процессъ, дающій годный для горѣнія въ двигателѣ газъ, проходитъ $1\frac{1}{2}$ —2 часа. Точно такъ же этотъ подготовительный процессъ сопровождается порядочнымъ расходомъ топлива. Перерывы въ работѣ столь же вредны въ экономическомъ смыслѣ, какъ и въ паросиловыхъ установкахъ, такъ какъ приходится или расходовать топливо на раздувку генератора и его остановку, или же поддерживать процессъ горѣнія, стравливая силовой газъ въ атмосферу.

Троганіе газогенераторнаго двигателя подъ нагрузкой невозможно, ибо для полученія перваго рабочаго такта намъ надо совершить 2 подготовительныхъ хода (всасываніе и сжатіе), вращая валъ вручную (за маховикъ или помощью валоповоротнаго привода), а это подъ нагрузкой невозможно. Такимъ образомъ газогенераторные двигатели наилучше подходятъ тоже къ непрерывной суточной работѣ, и обязательно должны снабжаться расцѣпными муфтами между двигателемъ и машиной-орудіемъ для возможности троганія съ мѣста.

Двигатели Дизеля, не въ примѣръ ранѣе рассмотрѣннымъ, пригодны для прерывистой эксплуатаціи. Пускъ въ ходъ двигателя возможенъ немедленно по отдачѣ распоряженія объ этомъ, разъ только у насъ въ пусковыхъ сосудахъ имѣется сжатый воздухъ. Далѣе двигатель тратитъ топливо только во время дѣйствія, такъ что совершен-

но не имѣетъ потерь, сопряженныхъ съ пускомъ въ ходъ. Въ смыслѣ троганія подъ нагрузкой двигатель приближается къ газогенераторнымъ и инымъ двигателямъ внутренняго сгорания, т. е. требуетъ по возможности расцѣпной муфты между двигателемъ и машиной-орудіемъ. Однако, если мы имѣемъ порядочный запасъ сильно сжатого воздуха и многоцилиндровый двигатель, то троганіе возможно и подъ нагрузкой, такъ какъ тогда 1—2 цилиндра будутъ имѣть поршни и кривошипы въ положеніи, дающемъ наибольшее значеніе тангенціальной силы, а потому двигатель можетъ быть пущенъ въ ходъ сжатымъ воздухомъ, при чемъ часть цилиндровъ сейчасъ же переключается на топливо. Такое троганіе съ мѣста примѣняется къ судовымъ двигателямъ Дизеля.

Двигатели гидравлическіе (водяные и вѣтряные) могутъ быть пущены въ ходъ всегда, когда имѣется налицо рабочая жидкость при требуемыхъ условіяхъ (т. е. вода подъ напоромъ или вѣтеръ).

§ 153. Измѣненіе числа оборотовъ.

Въ нѣкоторыхъ случаяхъ практики, какъ, напр., въ судовыхъ и локомотивныхъ машинахъ*), требуется, чтобы двигатель могъ работать при самомъ разнообразномъ числѣ оборотовъ отъ наименьшаго (20—30 оборотовъ въ минуту) до наибольшаго (часто 300—400 оборотовъ въ минуту). Такою способностью работать при произвольномъ числѣ оборотовъ въ минуту обладаютъ, можно сказать, только паровыя поршневыя машины, которыя можно регулировать отсѣчкой и дросселированіемъ давленія пара при впускѣ и тѣмъ произвольно мѣнять величины тангенціальныхъ силъ, вращающихъ валъ. Паровая турбина уже не поддается такому регулированію, ибо при уменьшеніи числа оборотовъ ниже нормальнаго работа ея становится слишкомъ неэкономной, и малаго числа оборотовъ турбина не выноситъ и останавливается. Еще менѣе пригодны для измѣненія числа оборотовъ въ минуту двигатели внутренняго сгорания, за исключеніемъ двигателя Дизеля, число оборотовъ котораго можетъ быть регулируемо въ довольно широкихъ предѣлахъ, но все же не такихъ, какъ паровой поршневой машины. Поэтому въ случаѣ примѣненія турбины или двигателя внутренняго сгорания въ качествѣ локомотивнаго или подобнаго двигателя, требующаго широкаго измѣненія числа оборотовъ (напр., въ автомобиляхъ), приходится для полученія различныхъ скоростей движенія при сохраненіи постоянства числа оборотовъ двигателя въ минуту прибѣгать къ переменнымъ зубчатымъ передачамъ, что невыгодно въ чисто механическомъ смыслѣ. Двигатели Дизеля возможно примѣнять въ этомъ случаѣ при условіи наличія от-

*) Для регулированія скорости движенія; это требованіе имѣетъ особое значеніе для локомотивовъ, которые должны обладать скоростью движенія отъ 4—5 км/ч до наибольшей допускаемой.

дѣльнаго компрессора сжатого воздуха и въ тѣхъ случаяхъ, когда требуется весьма умѣренное число оборотовъ вала работать только на сжатомъ воздухѣ *).

Въ обычныхъ условіяхъ работы стационарныхъ двигателей практической надобности въ широкомъ измѣненіи числа оборотовъ не только нѣтъ, но, наоборотъ, всегда поддерживается регуляторомъ (тахометромъ) постоянное число оборотовъ вала n въ минуту. Въ случаяхъ же, когда нужны небольшіе предѣлы для n (процентовъ на 10—15, отступающіе отъ нормы), то измѣненіе числа оборотовъ достигается измѣненіемъ натяженія пружины тахометра помощью особыхъ приспособленій. Надобность въ измѣненіи числа оборотовъ можетъ быть, напр., въ случаѣ желанія повысить или, наоборотъ, понизить вольтажъ динамо-машины на 5—10 вольтъ.

§ 154. Перегрузка (форсированіе) машинъ.

Предположимъ, что нашъ двигатель обслуживаетъ электрическую станцію освѣщенія. Въ такой станціи нагрузка сѣти, т. е. и мощность двигателя должна мѣняться въ широкихъ предѣлахъ. Пусть большую часть времени работы станціи мощность ея будетъ $N_{норм.}$ лощ. силъ, но въ періодъ наибольшей нагрузки сѣти (вечернее время) мощность станціи на нѣсколько часовъ должна быть доведена до $N_{max} > N_{норм.}$. Поэтому машина станціи должна обязательно развивать максимальную мощность N_{max} . Если бы мы могли имѣть машину, которая нормально даетъ мощность $N_{норм.}$, но въ случаѣ надобности можетъ быть перегружена и до N_{max} , то такая машина насъ вполнѣ удовлетворила бы, и стоила бы дешевле. Поэтому способность къ перегрузкѣ является качествомъ въ высшей степени цѣннымъ. Въ этомъ отношеніи на первое мѣсто должна быть поставлена поршневая паровая машина, которая даетъ возможность перегрузки въ очень широкихъ предѣлахъ; перегрузка достигается увеличеніемъ степени наполненія, при чемъ, конечно, расходъ пара на 1 лощ. с.-часъ повышается съ повышеніемъ мощности. Можно сказать, что паровую поршневую машину можно форсировать въ той мѣрѣ, въ какой возможно форсировать производительность котловъ, дающихъ паръ. (Форсировка котловъ при условіи искусственной тяги можетъ быть доведена и до 100% нормальной паропроизводительности). Нормальнымъ во всякомъ случаѣ считается возможнымъ давать паровой машинѣ длительную перегрузку на 25% отъ нормальной мощности безъ ощутительнаго повышения относительнаго расхода пара. На короткое время (до часа) возможно увеличивать мощность и на 50—60% отъ нормаль-

*) Напр., въ Дизель-локомотивѣ завода бр. Зульцеръ въ Винтертурѣ при всѣхъ скоростяхъ движенія ниже 10 км/ч цилиндры двигателя работают сжатымъ воздухомъ отъ постоянно работающаго компрессора, и лишь при большихъ скоростяхъ переходятъ на работу топливомъ.

ной мощности, но это уже будет сопровождаться чувствительнымъ увеличеніемъ относительнаго расхода пара. Это свойство выносить легко перегрузку особенно цѣнно въ локомотивахъ и локомотивахъ*), и въ такихъ производствахъ, которыя сопряжены съ частыми и сильными перегрузками, напр., при періодическомъ пускѣ въ ходъ различныхъ механизмовъ, требующихъ большой мощности для своего движенія.

Паровая турбина перегрузки не выносить. Ея нормальная работа рассчитывается по наибольшей скорости истеченія пара изъ сопла, и увеличена быть не можетъ. Поэтому въ турбинныхъ установкахъ необходимо заказывать турбину на наибольшую потребную мощность N_{max} и въ обычное время работать съ недогрузкой.

То же самое слѣдуетъ въ смыслѣ перегрузки сказать и по отношенію къ двигателямъ внутренняго сгоранія. Дѣло въ томъ, что въ цилиндръ мы не можемъ всосать воздуха больше, чѣмъ его вмѣщается тамъ при давленіи атмосферы. Этого количества воздуха хватаетъ для сжиганія опредѣленнаго количества топлива, и увеличивать количество топлива для повышенія мощности машины бесполезно, такъ какъ часть топлива, избыточно введенная, не сгоритъ. При очень же обильной подачѣ топлива можетъ даже не произойти воспламененія отъ недостатка кислорода въ смѣси. При такихъ условіяхъ перегрузка двигателя на 10—12% является максимальной (такъ какъ нормально въ цилиндръ вводится воздухъ съ избыткомъ противъ теоретически необходимаго для полнаго сжиганія топлива) допустимой. При большихъ перегрузкахъ двигатель останавливается самъ собою.

При гидравлическихъ установкахъ повышеніе мощности возможно только при увеличеніи энергіи жидкости, т. е. количества ея или напора. Но напоръ остается обычно постояннымъ, а количество воды не зависитъ отъ управляющаго станціей, такъ что повышеніе мощности вообще невозможно.

Изъ изложеннаго въ настоящемъ параграфѣ съ полной ясностью вытекаетъ, что тамъ, гдѣ часто бываютъ большія перегрузки станціи, наиболѣе подходящимъ двигателемъ является поршневая паровая машина съ котлами, работающими при искусственной тягѣ.

§ 155. Расходъ тепловыми двигателями топлива.

Нормальный расходъ топлива различными двигателями зависитъ отъ условій работы и системы двигателя.

Паровыя поршневыя машины расходуютъ теплоты, т. е. и топлива, меньше, если снабжены конденсаціей и работаютъ по принципу мно-

*) Въ паровозахъ форсируютъ собственно не мощность, которая зависитъ и отъ скорости движенія, а именно величины тангенціальныхъ силъ, при чемъ работа за 1 ходъ поршня доводится при троганіи съ мѣста до 200%, и болѣе нормальной.

гократнаго расширенія перегрѣтымъ паромъ (или прямоточныя машины). Въ настоящее время, въ виду сильной конкуренціи другихъ типовъ двигателей, обычно эти условія соблюдены. Ниже въ таблицѣ приведенъ для примѣра дѣйствительный расходъ топлива*) паровой машиною при $p = 12 \text{ atm}$, температурѣ перегрѣтаго пара передъ машиною 325°C , при условіи котловъ съ экономайзерами и машины многократнаго расширенія съ конденсаціей.

Нормальная мощность N_e норм. л. с.	100	200	500	1000
Расходъ пара въ kg на 1 д. л. с.-часъ (включая дѣйствіе питат. приб.).	6,15	5,57	5,2	5,03
Расходъ угля теплотв. способи. $W = 7500$ ед. тепл. въ kg на 1 д. л. с.-часъ при коэф. пол. дѣйств. котла $\eta_k = 0,75$.	0,827	0,762	0,682	0,643

Паровыя турбины расходуютъ въ среднемъ пара и угля нѣсколько больше поршневыхъ машинъ той же мощности. Только при большихъ мощностяхъ установки удается получить расходъ угля, равный или даже меньшій, чѣмъ въ паровыхъ машинахъ.

Для паровой турбины расходъ пара и угля выражается по Barth'y при тѣхъ же условіяхъ, что выше для паровой машины ($p = 12 \text{ atm}$, $t = 325^{\circ}\text{C}$, экономайзеръ) при разряженіи въ конденсаторѣ въ 95% и при коэффициентѣ полезнаго дѣйствія котельной установки $\eta_k = 0,75 - 0,76$ слѣдующими цифрами:

Нормальная мощность N_e норм. л. с. (равная $\frac{3}{4}$ максимальной мощности).	680 (500 kw)	1360 (1000 kw)	6800 (5000 kw)	13600 (10000 kw)
Расходъ пара kg на 1 д. л. с.-ч. (включая дѣйствіе питательныхъ приборовъ)	7,49	6,74	6,06	5,94
Расходъ угля теплотв. способи. $W = 7500$ ед. тепл. въ kg на 1 д. л. с.-часъ.	0,94	0,85	0,761	0,746

Въ приведенныя цифры расхода топлива для паросиловыхъ установокъ не входитъ расходъ угля на растопку котловъ. Этотъ расходъ можетъ быть принятъ въ % отъ полезнаго расхода:

при 10 часовомъ рабочемъ днѣ машины . . .	въ 8%
„ 8 „ „ „ „ . . .	„ 11%
„ 4 „ „ „ „ . . .	„ 26%

*) Цифры заимствованы изъ труда Barth'a: Wahl, Projektierung und Betrieb von Kraftanlagen, 1914.

Нормальный расход топлива при максимальной нагрузкѣ разнаго рода двигателями и экономическій коэффициентъ ихъ (т. е. степень использованія теплоты топлива) приведены ниже въ таблицѣ, составленной по даннымъ Barth'a.

Названіе двигателя.	Родъ топлива.	Теплотворная способ. топлива ед. тепл.	Расходъ топлива на 1 д. л. с.-часъ.	Экономическій коэффициентъ η_p	Расходъ теплоты на 1 д. л. с.-часъ ед. теплоты.
Паров. маш. работ. перегрѣтымъ паромъ безъ конденсаціи	Камен. уголь	7500	0,93—1,33 kg	0,063—0,09	7000—10000
Паров. маш. и турбины раб. перегрѣт. паромъ съ конденсаціей . . .	Камен. уголь	7500	0,47—0,93 kg	0,09—0,181	3500—7000
Газовый двигатель . .	Свѣт. газъ.	5000	0,44-0,7 cbm	0,181—0,287	2200—3500
Газовый двигатель . .	Газъ доменных печей	900	2,6-2,9 cbm	0,243—0,275	2300—2600
Газовый двигатель . .	Газъ коксовых печей	4000	0,58-0,65 cbm		
Газогенераторный двигат.	Антрацитъ	8000	0,35—0,45 kg	0,176—0,226	2800—3600
	Брикеты изъ бурого угля	4800	0,58—0,75 kg		
Бензиновый двигатель .	Бензинъ	10300	0,27—0,39 kg	0,158—0,226	2800—4000
Бензольный двигатель .	Бензолъ	9300	0,24—0,37 kg	0,181—0,287	2200—3500
Дизель-моторъ	Нефть	10000	0,18—0,2 kg	0,316—0,351	1800—2000
Спиртовый двигатель .	Спиртъ 90°	—	—	0,226—0,316	2000—2800

Расходъ топлива, приведенный въ вышесомѣщенной таблицѣ, относится до максимальной нагрузки двигателя. При всякой же другой—меньшей нагрузкѣ расходъ топлива для всѣхъ двигателей, за исключеніемъ паровыхъ, непрерывно и сильно увеличивается. Для паровыхъ же двигателей сначала уменьшается, достигая минимума при нормальной нагрузкѣ, соответствующей $\frac{3}{4}$ максимальной нагрузки, и только при дальнѣйшемъ пониженіи нагрузки начинаетъ тоже увеличиваться. Въ нижепомѣщенной таблицѣ показанъ (въ % отъ нормального расхода) расходъ топлива при нагрузкахъ меньше максимальной.

Д В И Г А Т Е Л И.	Нагрузка мак- симальная.				Примѣчаніе.
	$\frac{3}{4}$ макс. (нормал.)	$\frac{1}{2}$ макс.	$\frac{1}{4}$ макс.		
	Расходъ топлива въ ‰ отъ расхода при макс. нагр.				
Паров. маш. съ конденсац.	100	90	110	160	Коэффициентъ β (для § 160) получается раздѣленіемъ указанныхъ цифръ на 100.
Паров. маш. съ перегрѣв. пара и конденсац.	100	98	110	135	
Паровая турбина съ конденсац.	100	98	113	150	
Газогенераторные двигатели	100	115	140	220	
Двигатели газовые	100	110	132	200	
Двигатели жидкаго топлива (бензинъ, бензолъ и т. д.)	100	110	132	200	
Дизель-моторы	100	105	115	150	

Изъ обзорѣнія этой таблицы явствуетъ, что на уменьшеніе нагрузки меньше всего реагируютъ паровые двигатели, которые очень выгодны въ предѣлахъ отъ $\frac{1}{2}$ до $\frac{1}{1}$ максимальной нагрузки, затѣмъ второе мѣсто занимаютъ двигатели Дизеля. Очень невыгодны при уменьшеніи нагрузки двигатели жидкаго топлива (кромѣ Дизелей) и газовые. Отсюда легко вывести заключеніе, что въ случаѣ, если ранѣе можно предвидѣть, что установка будетъ работать при очень колеблющейся нагрузкѣ, и въ особенности при значительной недогрузкѣ, то наиболѣе выгодны двигатели паровые и Дизеля. Наоборотъ, газовые двигатели выгодны только при условіи, что нагрузка машины будетъ сохраняться постоянной, и именно въ предѣлахъ отъ $\frac{3}{4}$ до $\frac{1}{1}$ максимальной нагрузки.

§ 156. Расходъ топлива на испытаніяхъ и въ дѣйствительной эксплуатаціи.

Обычно въ проспектахъ техническихъ фирмъ и въ предложеніяхъ заводовъ намъ приходится сталкиваться съ цифрами расхода топлива машинами, гарантируемыми поставщиками, значительно болѣе низкими, чѣмъ цифры, приведенныя въ качествѣ нормальныхъ въ предыдущемъ параграфѣ. Въ дѣйствительности на испытаніяхъ машинъ и удается получить эти низкія цифры расхода топлива, а потомъ на практикѣ, если вывести средній расходъ топлива за продолжительное время, цифры расхода топлива получаютъ значительно

большими, и это часто ведетъ къ недоразумѣніямъ съ поставщиками и къ нарушеніямъ смѣты расходовъ на топливо. Между тѣмъ нельзя не предвидѣть заранѣе этого эксплуатаціоннаго повышенія расхода топлива противъ испытаній и притомъ весьма неодинаковаго для различныхъ типовъ двигателей. Причины здѣсь слѣдующія: ко дню испытанія вся силовая установка приводится въ полный порядокъ, который при нормальной эксплуатаціи едва ли достижимъ: уничтожается пропариваніе всякихъ трубъ, сальниковъ и прочихъ мѣстъ уплотненія, тщательно изолируются паропроводы, осматриваются котлы и уничтожается пропариваніе швовъ и заклепокъ и т. д., уничтожается нагрѣвъ трущихся частей машины, улучшается смазка (переходятъ на лучшую, болѣе дорогую) и т. д., тщательно притирается золотникъ, клапаны, поршневые кольца и т. д., однимъ словомъ, устраняются всякія причины, влекущія повышеніе расхода топлива, и съ которыми приходится мириться при продолжительной эксплуатаціи.

Далѣе, при испытаніяхъ обычно работаютъ при котлахъ и машинахъ люди поставщика, которые выбираются изъ наиболѣе опытныхъ машинистовъ и въ особенности кочегаровъ, отъ искусства которыхъ сильно зависитъ расходъ топлива въ паровыхъ и, отчасти, газогенераторныхъ установкахъ.

Наконецъ, въ расходъ топлива на испытаніяхъ никогда не входитъ расходъ топлива на растопку и остываніе, не бываетъ также и перерывовъ въ работѣ; испытаніе обычно ведется при полной и нормальной нагрузкѣ, т. е. въ условіяхъ наименьшаго расхода топлива, тогда какъ въ дѣйствительности двигателямъ приходится больше всего работать при недогрузкѣ. Въ результатѣ всѣхъ перечисленныхъ причинъ эксплуатаціонный расходъ топлива и превышаетъ полученный при испытаніяхъ.

Въ паровыхъ установкахъ больше всего вліяетъ опытность кочегаровъ, растопка (на которую идетъ отъ 8 до 26% нормальнаго расхода топлива въ зависимости отъ продолжительности длины рабочаго дня, отъ 10 до 4 часовъ) и пропуски (утечки) пара черезъ различныя неплотности. Въ среднемъ можно считать, что эксплуатаціонный расходъ топлива на 1 д. лощ. силу-часъ больше испытательнаго на 40—50%, а при плохой кочегарной прислугѣ и небрежномъ содержаніи машины и паропроводовъ иногда превышаетъ нормальный расходъ и на 100%.

Почти то же самое можно сказать и по отношенію къ газовымъ двигателямъ разнаго рода, въ особенности газогенераторнымъ. Растопка, останки въ работѣ и пропуски и здѣсь увеличиваютъ эксплуатаціонный расходъ, процентовъ на 40% противъ нормальнаго расхода на испытаніяхъ.

Противоположность этому составляютъ двигатели жидкаго топлива, и въ особенности Дизель-моторы. Дизель-моторы расходуютъ топливо только во время работы и строго подъ контролемъ регулятора-автомата, подающаго лишь то количество топлива, которое нужно для

двигателя при данной нагрузкѣ его. Пропуски и утечки не бываютъ здѣсь велики. Поэтому, если двигатель содержится въ исправности, то эксплуатаціонный расходъ топлива всего на 1—2% превышаетъ расходъ топлива на испытаніяхъ. Выводъ отсюда сдѣлать нетрудно*).

§ 157. Использование отработанной теплоты двигателей.

Изъ изложеннаго въ § 155 видно, что коэффициентъ использования теплоты двигателями вообще невысокъ и колеблется въ предѣлахъ отъ 6% (простыя паровыя машины), до 35% (дизель-машины). Однако легко поднять общее использование теплоты, если утилизировать теплоту отработаннаго пара или газовъ для какихъ-либо промышленныхъ цѣлей.

а) Паровыя машины.

Отработанный паръ паровыхъ машинъ или турбинъ содержитъ около 80—90% теплоты свѣжаго рабочаго пара. Эту теплоту можно утилизировать для цѣлей нагрѣванія воды для промышленныхъ цѣлей, напр., для бань, для водяного отопленія, подогреванія жидкостей въ производствахъ свеклосахарномъ, пивоваренномъ и друг. Въ общемъ можно принять, что помощью отработаннаго пара можно подогревать жидкости до 90°C, если у насъ имѣется машина безъ конденсаціи, до 40—50°C при машинахъ съ конденсаціей.

Вмѣсто отработаннаго пара для цѣлей варки и нагрѣванія пользуются часто такъ называемымъ промежуточнымъ паромъ, т. е. паромъ изъ рессивера машинъ многократнаго расширенія или изъ какой-либо промежуточной ступени паровой турбины. Давленіе промежуточнаго пара въ зависимости отъ цѣлей производства выбирается въ предѣлахъ отъ 0,5 до 4 atm. Наиболее подходятъ для промежуточнаго использования паровыя турбины и паровыя машины системы тандэмъ, такъ какъ отводъ даже большого количества пара не нарушаетъ симметріи въ передачѣ работы на валъ двигателя. Нельзя только при паровыхъ машинахъ отводить всего промежуточнаго пара, чтобы цилиндръ низкаго давленія не оказался совершенно безъ пара. Поэтому въ паровыхъ машинахъ съ промежуточнымъ использованием пара необходимо парораспредѣленіе цилиндра низкаго давленія устраивать такъ, чтобы въ цилиндрѣ низкаго давленія степень наполненія не падала до нуля.

Такъ какъ паръ поршневыхъ машинъ содержитъ масло изъ цилиндровъ, то для примѣненія отработаннаго или промежуточнаго пара для техническихъ цѣлей необходимо возможно лучшее очищеніе пара отъ масла (см. главу V).

*) Значеніе коэффициента γ (для § 160) можно принимать: для паровыхъ и газогенераторныхъ установокъ $\gamma = 1,4—1,5$, для двигателей жидкаго топлива $\gamma = 1,1—1,2$, для Дизель-моторовъ $\gamma = 1,02$.

Помощью использованія теплоты отработаннаго или промежуточнаго пара для технических цѣлей возможно общее теплоиспользованіе паровыхъ турбинъ и машинъ поднять до 60—80%, т. е. создать уже очень экономичную тепловую установку.

б) Двигатели внутреннего сгорания.

Въ двигателяхъ внутреннего сгорания можно использовать главнымъ образомъ теплоту отработанныхъ газовъ, которые покидаютъ цилиндръ двигателя при температурѣ около 400—600° С. Эту теплоту можно использовать для тѣхъ же цѣлей, что и отработанную теплоту паровыхъ машинъ, т. е. для цѣлей парообразования (паръ низкаго давленія, температурою до 150° С.). Въ среднемъ можно считать, что съ каждой 1 д. л. с.-часа двигателя можно утилизировать 300—500 единицъ теплоты. При этомъ общее использование теплоты доводится до 50—60%, а иногда и до 80%. Слѣдуетъ замѣтить, что пользоваться отработанными газами непосредственно для цѣлей отопленія нельзя, ибо съ одной стороны нагрѣвательные приборы будутъ имѣть слишкомъ высокую температуру и будутъ давать угаръ вслѣдствіе пригоранія пыли, а съ другой стороны увеличится давленіе отработанныхъ газовъ вслѣдствіе сопротивленія, представляемаго отопительной сѣтью трубъ, почему уменьшится мощность двигателя. Поэтому всегда газы используютъ для нагрѣванія воды въ котелкѣ, а затѣмъ уже паромъ низкаго давленія или горячей водой производятъ отопленіе.

Кромѣ теплоты отработанныхъ газовъ, въ двигателяхъ внутреннего сгорания можетъ быть использована для техническихъ цѣлей теплая охлаждающая вода, имѣющая 40—80° С.

Иногда оказывается выгодной комбинированная установка изъ паровыхъ машинъ и двигателей внутреннего сгорания, въ которой теплая охлаждающая вода двигателя служитъ питательной водой для котловъ, повышая полезное дѣйствіе паровой установки. Теплота же газовъ и отработаннаго пара можетъ быть использована для техническихъ цѣлей.

§ 158. Особенности вододѣйствующихъ установокъ.

Часто встрѣчающимся въ практикѣ вододѣйствующихъ установокъ случаемъ является такой, когда мощность установки по типу даннаго технического производства (выработка электрической энергіи для промышленныхъ цѣлей и т. п.) должна оставаться постоянной, тогда какъ источникъ воды, обслуживающій станцію, имѣетъ переменное количество воды въ зависимости отъ времени года и состоянія атмосферы (осадки). Въ этихъ случаяхъ приходится установку дѣлать комбинированной, и на силовой станціи, кромѣ водяныхъ двигателей—турбинъ, имѣть еще и силовыя тепловыя машины. Тогда въ случаѣ недостатка воды пускаютъ тотъ или иной запасной комплектъ тепло-

выхъ двигателей, а въ случаѣ полного отсутствія воды переходятъ на работу исключительно тепловыми двигателями. Только при равномерномъ расходѣ воды или при мощности установки, соответствующей минимальному расходу воды источникомъ, возможно ограничиться лишь одними водяными двигателями.

§ 159. Значеніе электрическихъ аккумуляторовъ.

Электрическимъ аккумуляторомъ называется приборъ, въ которомъ можно запасать электрическую энергію и затѣмъ пользоваться ею по мѣрѣ надобности*). При условіи переменнѣйшей нагрузки и при наличіи баттерей аккумуляторовъ достаточной емкости можно обходиться машиною-двигателемъ меньшей мощности, чѣмъ того требуетъ кратковременная (нѣсколько часовъ) максимальная нагрузка. Именно, въ періодъ малой нагрузки (днемъ) мы заряжаемъ аккумуляторы, а въ періодъ максимальной нагрузки (вечеромъ) работаютъ параллельно и двигатель, и аккумуляторная батарея. Въ періоды минимальной нагрузки (утромъ—днемъ) двигатель можетъ быть совершенно остановленъ, и сѣтъ питается только токомъ отъ аккумуляторной батареи. Такая параллельная работа очень благопріятна для силовой станціи, ибо двигатель всегда нагруженъ равномерно и настолько, чтобы работалъ при наивыгоднѣйшей мощности въ смыслѣ расхода топлива. Кроме того, аккумуляторная батарея содѣйствуетъ равномерности тока, заглушая тѣ колебанія, которыя являются слѣдствіемъ неравномерности хода машинъ-двигателей. Отрицательной стороною станцій съ аккумуляторными батареями служитъ большое помѣщеніе, занимаемое аккумуляторами (обычно въ подвалѣ станціи), большая стоимость аккумуляторовъ и быстрый ихъ износъ (срокъ службы не болѣе 10 лѣтъ, частый и дорогой ремонтъ), и отчасти ядовитые пары сѣрной кислоты, выдѣляющіеся при зарядкѣ аккумуляторовъ (требуется хорошо вентилировать помѣщеніе аккумуляторовъ).

В. Стоимость единицы энергіи, вырабатываемой двигателемъ.

§ 160. Общая формула для вычисленія стоимости энергіи.

Единицей энергіи въ техникѣ считается 1 дѣйствительная лошадиная сила-часъ = 75 kgm/s.h , а въ электрическихъ установкахъ

*) Аккумуляторъ или вторичный элементъ въ простѣйшемъ видѣ представляетъ собою сосудъ съ подкисленной сѣрной кислотой водой, въ который спущено двѣ пластины, покрытыя сѣрнокислымъ свинцомъ (Pb_2SO_4). При зарядкѣ элемента токомъ на положительной (+) пластинѣ образуется перекись свинца (PbO_2), отрицательная же пластина—возстанавливается въ губчатый свинецъ (Pb). Если прекратить зарядку, то въ элементѣ обѣ пластины опять обращаются въ сѣрнокислый свинецъ (Pb_2SO_4), при чемъ эта реакція сопровождается полученіемъ электрическаго тока, имѣющаго обратное направленіе зарядному току. Электродвижущая сила одного аккумуляторнаго элемента около $2V$ (въ среднемъ), емкость же (VA —часы) зависитъ отъ вѣса пластинъ (въ среднемъ берутъ отъ 500—600 kg на 1 kw мощности установки).

1 киловаттъ-часъ = 1,36 д. л. с. Сравнивая между собою различные способы получения энергіи, мы относимъ стоимость выработки къ количеству выработанныхъ сило-часовъ или киловаттъ-часовъ и этимъ опредѣляемъ стоимость единицы энергіи, т. е. стоимость 1 силы-часа или 1 киловаттъ-часа. Тотъ двигатель, конечно, предпочтительнѣе, который дастъ наинизшую цѣну единицы энергіи. Посмотримъ же, изъ какихъ элементовъ слагается стоимость единицы энергіи.

а) Проценты на затраченный капиталъ.

Для постройки станціи намъ приходится затратить часто весьма значительный капиталъ A руб. одновременно. Сюда входятъ расходы на покупку необходимой площади земли, стоимость возведенія зданій, покупки всѣхъ необходимыхъ машинъ и оборудованія станціи (напр., подъемный кранъ и мастерская для ремонта и т. п.). Если бы этотъ капиталъ A руб. не былъ затраченъ въ дѣло, то онъ, будучи обращенъ въ процентныя бумаги, давалъ бы ежегодный доходъ $a=0,01pA$ руб., гдѣ p есть количество процентовъ, которые можно получать съ процентныхъ бумагъ. Въ среднемъ p можно считать равнымъ отъ 4 до 6, но часто капиталъ можетъ быть помѣщенъ и болѣе выгодно подъ закладную дома, имѣнія или вложенъ въ какое-либо торговое дѣло, гдѣ p часто доходитъ и до 8—10 (въ исключительныхъ случаяхъ и до 50! въ нѣкоторыхъ русскихъ промышленныхъ предпріятіяхъ). Если у насъ наличнаго капитала A руб. нѣтъ, то мы его можемъ получить путемъ займа или залога, тогда намъ придется платить проценты p обычно уже въ большемъ количествѣ въ зависимости отъ условій денежнаго рынка и кредитоспособности заемщика. Во всякомъ случаѣ тогда p рѣдко меньше 8—10. Совершенно очевидно, что мы на стоимость вырабатываемой нашей силовой станціей энергіи должны накладывать расходъ на $a=0,01pA$ руб., представляющій $\frac{p}{100}\%$ на затраченный капиталъ.

б) Амортизація или погашеніе строительной стоимости.

Ни зданія, ни машины нашей станціи не являются вѣчными и, несмотря на ежегодный ремонтъ, черезъ опредѣленное число лѣтъ зданія и машины должны быть замѣнены совершенно новыми. Часто приходится машины замѣнять даже ранѣе ихъ дѣйствительной негодности вслѣдствіе расширенія производства или же вслѣдствіе появленія на рынкѣ машинъ, работающих болѣе экономно. Поэтому если срокъ службы машины или зданія n лѣтъ, то мы ежегодно должны откладывать $\frac{1}{n}A'$ руб. (гдѣ A' стоимость разсматриваемаго сооруженія), чтобы черезъ n лѣтъ у насъ имѣлся капиталъ, который мы могли бы затратить на новое оборудованіе. Поэтому, если мы назо-

вемъ стоимость зданій черезъ A_1 руб., а стоимость машинъ черезъ A_2 руб., то мы ежегодно должны нести расходъ *).

$$b = (0,01 r A_1 + 0,01 s A_2) \text{ руб.}$$

Здѣсь r обозначаетъ процентъ на амортизацію зданій, а s процентъ на амортизацію машинъ. Относительно значенія этихъ величинъ даны будутъ подробныя свѣдѣнія въ слѣдующихъ параграфахъ.

Особый случай амортизаціи будетъ тотъ, если мы имѣемъ станцію на полученный въ займы капиталъ, а по истеченіи срока займа желаемъ еще имѣть и капиталъ на приобрѣтеніе новыхъ машинъ. Предположимъ, мы взяли капиталъ на n лѣтъ. Тогда ежегодное отчисленіе на погашеніе долга будетъ $\frac{1}{n} A$ руб., а, кромѣ того, мы должны будемъ отчислять еще сумму b на амортизацію зданій и машинъ. Если n невелико и меньше срока амортизаціи зданій и машинъ, то этотъ накладной расходъ черезъ n лѣтъ сократится на $\frac{1}{n} A$ руб., и энергія будетъ дешевле.

с) Ремонтъ зданій и машинъ.

Въ предыдущемъ пунктѣ мы уже указали, что отчисления на амортизацію не избавляютъ насъ отъ ежегоднаго текущаго и капитальнаго ремонта зданій и машинъ, иначе они придутъ быстро въ полную ветхость и негодность. Очевидно, что ремонтъ, вообще говоря, будетъ тѣмъ больше, чѣмъ больше по размѣрамъ, т. е. и по стоимости, наши зданія и машины. Поэтому ежегодные расходы на ремонтъ удобно выражать, какъ нѣкоторый процентъ отъ первоначальной стоимости постройки или машины, тогда ежегодные расходы на ремонтъ выражаются $c = (0,01 t A_1 + 0,01 v A_2)$ руб., гдѣ t — проценты на ремонтъ зданій, v — проценты на ремонтъ машинъ.

Значенія этихъ величинъ приведены въ слѣдующихъ параграфахъ.

д) Расходъ на топливо.

Большимъ ежегоднымъ расходомъ на станцію съ тепловыми двигателями является расходъ на топливо, который отсутствуетъ совершенно въ установкахъ чисто гидравлическихъ. Пусть максимальная мощность нашихъ машинъ есть N_e д. лопш. силъ; въ дѣйствительности мы всегда работаемъ съ нѣкоторой недогрузкой, лишь можетъ быть изрѣдка доходя до максимальной нагрузки; поэтому средняя мощность нашей установки будетъ всего αN_e д. л. с. Пусть далѣе число часовъ

*) Подъ A_1 и A_2 должны подразумѣваться стоимость машинъ и зданій за вычетомъ стоимости въ моментъ ликвидаціи, т. е. стоимости зданія на сломъ и стоимости машины на сломъ (первое около 5%, второе около 10% первоначальной стоимости).

работы въ годъ нашей станціи будетъ T , тогда значить мы за годъ вырабатываемъ энергіи $\alpha N_e T$ силъ-часовъ. Назовемъ нормальный расходъ топлива на испытаніи на 1 силу-часъ черезъ q kg. Такъ какъ мы работаемъ при недогрузкѣ, то расходъ топлива на силу-часъ надо взять βq kg., гдѣ β зависитъ отъ типа двигателя (данныя помѣщены въ таблицѣ въ § 155). Кроме того, имѣя въ виду, что станція у насъ работаетъ въ худшихъ условіяхъ, чѣмъ на испытаніяхъ, мы въ зависимости отъ типа двигателя, должны еще умножить значеніе βq kg на коэффициентъ γ , большій единицы (данныя въ примѣчаніи въ § 156), т. е. должны принять расходъ топлива на 1 д. л. с.-часъ равнымъ $\beta \gamma q$. Тогда общее за годъ потребленіе топлива будетъ очевидно равно $\alpha N_e T \beta \gamma q$ kg, что при цѣнѣ 1 килограмма топлива, равной K руб., даетъ ежегодный расходъ на топливо $d = \alpha N_e T \beta \gamma q K$ рублей.

е) Расходъ на воду.

Воду расходуютъ и тепловые, и гидравлическіе двигатели. Удобнѣе всего для паровыхъ двигателей опредѣлить полный расходъ воды въ зависимости отъ мощности двигателя, т. е. взять $\alpha N_e T \beta \gamma q_1$, гдѣ q_1 есть нормальный расходъ пара въ kg на 1 д. л. с.-часъ (свѣдѣнія о величинѣ q_1 въ § 155). Для двигателей внутренняго сгоранія величина расхода воды въ годъ выразится $\alpha N_e T q_1$, при чемъ о величинѣ q_1 помѣщены свѣдѣнія въ главѣ VI въ §§ о водяномъ охлажденіи. Если стоимость 1 kg воды у насъ есть K_1 руб., то расходъ на воду представляетъ собою $e = \alpha N_e T \beta \gamma q_1 K_1$ рублей.

Стоимость воды K_1 опредѣляется по слѣдующимъ соображеніямъ: проще всего эта величина учитывается, если мы беремъ воду за плату изъ водопровода; тогда, зная таксу, нетрудно опредѣлить K_1 . Если же мы добываемъ воду сами, то нужно сдѣлать аналогичный расчетъ для насосной станціи, т. е. учесть, съ одной стороны, продуктивность насосовъ, а, съ другой стороны, проценты на затраченный капиталъ, амортизацію, стоимость топлива для насосовъ и т. д. Особенно значительная стоимость воды получается при химической очисткѣ и при опрѣсненіи воды, о чемъ даны свѣдѣнія въ послѣдующихъ параграфахъ.

Въ установкахъ вододѣйствующихъ стоимость воды опредѣляется тѣмъ, владѣемъ ли мы источникомъ или онъ находится у насъ только въ арендномъ пользованіи. Въ первомъ случаѣ стоимость воды равна нулю, а во второмъ случаѣ равна стоимости годовой аренды за источникъ и за заливныя площади, образующія верхній прудъ.

ф) Стоимость смазочныхъ матеріаловъ.

Расходъ на смазочный и обтирочный матеріалъ для тепловыхъ машинъ тѣмъ больше, чѣмъ больше величина вырабатываемой энергіи; поэтому можно положить, что онъ равенъ нѣкоторой части расходовъ на топливо, именно $f = \varepsilon \cdot \alpha N_e T \beta \gamma q K$ руб., при чемъ для ε можно

брать значенія: $\epsilon = 0,15$ для Дизель-моторовъ и паровыхъ машинъ съ перегрѣвомъ пара, $\epsilon = 0,10$ для паровыхъ машинъ и газогенераторныхъ двигателей, $\epsilon = 0,08$ для паровыхъ турбинъ.

Для гидравлическихъ двигателей необходимо ассигновать на смазку нѣкоторую сумму, пропорціональную вырабатываемой въ годъ энергiи (т. е. величинѣ $\alpha N_e T$); величина эта вообще получается для гидравлическихъ двигателей небольшая.

г) Прочіе расходы.

Наконецъ слѣдуетъ принимать въ расчетъ слѣдующіе ежегодные расходы, которые въ суммѣ составляютъ B руб. въ годъ:

1) Расходы на персоналъ силовой станціи: завѣдующаго, машинистовъ, слесарей, смазчиковъ, электротехниковъ, кочегаровъ и чернорабочихъ. Число ихъ опредѣляется количествомъ и величиною машинъ и продолжительностью рабочаго періода въ сутки, а размѣръ жалованья мѣстными условіями. Какъ правило, чтобы имѣть хорошихъ работниковъ, надо давать и приличное жалованье и заинтересовывать ихъ еще какой-либо преміей, напр., за сбереженіе топлива, за исправное состояніе машинъ и т. п.

2) Арендная плата за мѣсто, если станція стоитъ на арендованной землѣ.

3) Налоги, величина которыхъ опредѣляется исключительно мѣстными условіями.

4) Страховка имущества отъ огня.

5) Расходы на матеріаль при ремонтѣ.

6) Канцелярскіе расходы.

7) Непредвидѣнные расходы.

Вообще расходы по отдѣлу g можно подсчитать, имѣя только вполне реальныя условія существованія станціи. При сравнительныхъ подсчетахъ стоимости энергiи при работѣ различными двигателями эта сумма B , почти равная при всякихъ двигателяхъ, можетъ быть отброшена.

h) Полная стоимость единицы энергiи.

Полные расходы станціи въ годъ опредѣляются очевидно суммою

$$\Sigma = a + b + c + d + e + f + g.$$

Имѣя въ виду, что станція вырабатываетъ въ годъ энергiю въ количествѣ $\alpha N_e T$ силъ-часовъ, стоимость единицы энергiи выразится

отношеніемъ $R = \frac{\Sigma}{\alpha N_e T}$, т. е. величиною

$$R = \frac{\Sigma}{\alpha N_e T} = \frac{0,01}{\alpha N_e T} [pA + (r+t)A_1 + (s+v)A_2] + (1+\epsilon) \beta \gamma qK + \beta \gamma q_1 K_1 + \frac{B}{\alpha N_e T}.$$

Въ дальнѣйшихъ §§ будутъ разъяснены значенія входящихъ сюда величинъ, которыя не были даны ранѣе.

§ 161. Строительная стоимость зданий станцій и ихъ амортизація и ремонтъ.

Разсмотримъ изъ какихъ данныхъ слагается стоимость зданий для силовой станціи—величина A_1 рубл. Очевидно, что сюда входитъ прежде всего стоимость земли, на которой возведена постройка; если квадратная сажень земли стоитъ x руб., а требуется подъ станцію и складъ топлива X кв. сажень, то стоимость земли будетъ $Xx = A_1'$. Площадь земли подъ станцію X очевидно больше, чѣмъ занимаемая самой постройкой для станціи площадь земли Q , т. е. $X = \mu Q$, гдѣ μ отъ 1,5 до 3, смотря по дороговизнѣ мѣста (если земля дорога, то строятся тѣснѣе). Что касается до величины Q —площади, необходимой подъ самую силовую станцію, то здѣсь ниже мы даемъ минимальныя значенія площади Q въ зависимости отъ рода двигателей и мощности станціи по даннымъ профессора Юссе для газосасывающихъ двигателей и Дизель-моторовъ въ квадр. метрахъ.

№ д. л. с.	Газогенераторн. двигатели	Двигатели Дизеля одноцилиндровые	Двигатели Дизеля двухцилиндровые
50	60	30	30
100	85	50	40
150	100	70	50
200	120	85	60

Для надежности подсчета однако всегда рекомендуется производить его по имѣющемуся уже въ рукахъ эскизному проекту станціи или въ крайнемъ случаѣ по даннымъ, полученнымъ отъ фирмъ, поставляющихъ машины и котлы. Часто подробныя данныя о занимаемой площади помещенія мы находимъ въ каталогахъ фирмъ. Стоимость земли A_1' амортизаціи не подлежитъ, такъ какъ стоимость земли, вообще говоря, не только не теряется, но большею частью повышается со временемъ. Рекомендуется участокъ земли выбирать такъ, чтобы предвидѣть возможное расширеніе станціи.

Приблизительная стоимость самого здания силовой станціи вычисляется по кубатурѣ здания. Избирается въ зависимости отъ типа двигателя, его величины и оборудованія кранами высота помещенія станціи. Среднія значенія высоты H помещенія для машиннаго зала отъ 3—4 сажень и котельныхъ отъ 2—3 сажень. Имѣя площадь Q и высоту здания H (считая отъ пола до карниза), получаемъ кубатуру или объемъ $V = QH$ куб. саж. Зная примѣрно стоимость на 1 кубич. саж. постройки z руб., найдемъ полную стоимость здания

$A_1' = Vy$ руб. Величину y можно въ среднемъ по теперешнимъ цѣнамъ (1913—1914) считать:

$y = 50—60$ руб. для котельныхъ } стоимость, включая стропила и
 $y = 70—80$ руб. для машинныхъ } крышу на 1 куб. саж.

$y' = 70—80$ руб. для фундаментовъ котловъ и машинъ, которая не входитъ въ стоимость зданія. Чертежи фундаментовъ должны быть затребованы отъ заводовъ—поставщиковъ котловъ и машинъ*) и по нимъ вычислена кубатура фундаментовъ V' .

Полная стоимость зданій и фундаментовъ составляетъ, слѣдовательно, $A_1'' = Vy + V'y'$.

Каменные зданія служатъ очень продолжительное время, но имѣя въ виду, что состояніе техники мѣняется очень быстро и часто нужны перестройки, обычно принимаютъ погашеніе стоимости зданій въ 50—80 лѣтъ, т. е. процентъ на амортизацію зданій принимаютъ $r=1,5$ до 2,0.

Что касается до текущаго ремонта зданій (окраска, исправленіе крышъ, половъ и т. д.), то процентъ t на ремонтъ обычно принимаютъ $t=0,5$ до 1,0 и больше въ томъ случаѣ, когда срокъ амортизаціи длиннѣе. Для гидротехническихъ устройствъ $t=2$ до 3 и даже больше.

§ 162. Стоимость машинъ станціи, ихъ амортизація и ремонтъ.

Стоимость машинъ опредѣляется ихъ системой, мощностью и условіями рынка, какъ-то цѣною желѣза, рабочихъ рукъ, конкуренціей, ставками пошлины, стоимостью транспорта. Какъ общее правило можно указать, что стоимость единицы мощности машины (1 д. л. с.) тѣмъ меньше, чѣмъ крупнѣе данная машина. Среднія величины этой относительной стоимости машинъ, т. е. величины $\frac{A_2}{N_e}$ руб. даны въ приложенныхъ къ этому параграфу таблицахъ для русскихъ условій современнаго рынка. Цѣны эти нельзя разсматривать, какъ фиксированныя, и онѣ служатъ лишь для характеристики. Болѣе точныя данныя о стоимости машинъ высылаются фирмами, изготовляющими или продающими машины, по требованіямъ для конкретныхъ (опредѣленныхъ) условій, т. е. для опредѣленной мощности. Полная цѣна машинъ очевидно будетъ получена, если мы относительную стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ умножимъ на мощность машины N_e . Для паровыхъ котловъ цѣны даны на 1 qm поверхности нагрѣва, слѣдовательно, при подсчетѣ стоимости котловъ необходимо сначала подсчитать требуемую поверхность нагрѣва H qm (см. примѣръ въ главѣ II) и затѣмъ уже найти стоимость, равную $\frac{A_2'}{H} \cdot H$ руб.

*) Стоимость фундамента подъ котель 100—200 qm поверхности нагрѣва около 2000—3000 руб., включая обмуровку котла. Стоимость фундаментовъ подъ машины дешевле всего для паров. турбинъ и дороже всего для Дизель-моторовъ.

Амортизировать машины необходимо въ болѣе короткій срокъ, чѣмъ зданія, хотя и имѣются примѣры, напр., паровыхъ машинъ, работающих до 50—60 лѣтъ сряду. Но дѣло въ томъ, что черезъ 15—20 лѣтъ машина становится настолько устарѣлой и неэкономной по сравненію съ вновь выпускаемыми на рынокъ, что ее приходится замѣнять изъ этихъ соображеній. Къ замѣнѣ машины часто приводитъ также расширеніе силовой станціи. Далѣе на срокъ амортизаціи влѣяетъ время ежедневной работы машины: несомнѣнно, что машина, работающая круглыя сутки безъ остановки и останавливаемая лишь для ремонта, изнашивается и требуетъ замѣны скорѣе, чѣмъ машина, работающая только 8—10 часовъ въ сутки. Еще на срокъ амортизаціи влѣяетъ и типъ машины: паровыя машины служатъ дольше двигателей внутреннего сгорания, подвергающихся воздѣйствію очень высокихъ температуръ и давленій. Въ среднемъ, процентъ s на амортизаціи машинъ можетъ быть принятъ:

- $s = 4-5$ для паровыхъ котловъ и паровыхъ поршневыхъ машинъ и гидравлич. двигателей,
- $s = 5-6$ для паровыхъ турбинъ,
- $s = 8-10$ для двигателей внутреннего сгорания (стаціонарнаго типа)*).

Большія цифры слѣдуетъ брать при непрерывной работѣ двигателей въ теченіе сутокъ.

Отчисленіе на ремонтъ машинъ тоже зависитъ отъ продолжительности работы ихъ и системы двигателя. Величину v можно въ среднемъ считать:

- $v = 1,5-2$ для паровыхъ установокъ и гидравлическихъ машинъ,
- $v = 3-3,5$ для двигателей внутреннего сгорания.

Большія цифры относятся къ быстроходнымъ машинамъ, работающимъ круглыя сутки.

Таблица I. Стоимость Дизель-моторовъ (по даннымъ Николаевского Общества Верфей и Заводовъ 1910 г., франко Николаевъ—заводъ).

а) Одноцилиндровые.

Мощность N_e д. л. с.	20	30	40	50	60
Стоимость на 1 д. л. с. $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	276	268	236	236	228

б) Двухцилиндровые.

Мощность N_e д. л. с.	80	100	150	200	250	300
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	212	202	188	177	167	160

*) Быстроходные двигатели внутреннего сгорания изнашиваются гораздо быстрее, напр., для авіаціонныхъ двигателей s надо брать минимумъ $s = 30-40$.

с) Трехъ и четырехцилиндровые.

Мощность N_e д. л. с. . .	400	450	660	880
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	157	152	144	134

Таблица II. Стоимость газогенераторныхъ двигателей, включая газогенераторъ (завода Отто въ Дейцѣ по цѣнамъ технич. конторы Ф. Шмидтъ въ Харьковѣ (1912 г.).

Мощность N_e д. л. с. . .	13	17	20	27	38
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	280	243	221	208	184
Мощность N_e д. л. с. . .	50	63	82	94	112
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	164	151	143	135	130

Таблица III. Стоимость мелкихъ двухтактныхъ нефтяныхъ двигателей для мелкой промышленности и сельскаго хозяйства [а) и б) по даннымъ технич. конторы Ф. Шмидтъ въ Харьковѣ, 1912 г.].

а) Вертикальные двигатели.

Мощность N_e д. л. с. . .	5	8	11	16,5	22
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	230	175	173	152	137

б) Горизонтальные двигатели *).

Мощность N_e д. л. с. . .	11,5	14	18	23	35	Двухцилиндр.	
						40	52
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	280	270	266	228	180	187	175

с) Горизонтальные двигатели (двухтактные) русск. производства „Фуроръ“ Всеобщаго моторнаго завода въ СПб., по каталогу 1910 г.

Мощность N_e д. л. с. . .	3	10	20	30	40	50
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	330	230	190	158	150	150

*) Двухтактный двигатель „Русь“ на Киевской выставкѣ 1913 г., мощностью 30 д. л. с. стоилъ 5000 руб., т. е. $\frac{A_2}{N_e} = 170$ руб.

Таблица IV. Стоимость сельско-хозяйственных локомотивов на колесах.

а) Паровых без конденсации (по данным завода Мальцева, 1910 г.).

Мощность N_e д. л. с.	16	32	47	66
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	135	90	82	87

б) С двухтактными нефтяными (или керосиновыми) двигателями „Фурор“ Всеобщ. моторн. завода в СПб., 1910 г.

Мощность N_e д. л. с.	3	6	10	15	20	30	40
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	485	340	290	264	235	193	182

Таблица V. Стоимость промышленных (для установки на фундамент) паровых локомотивов с машиной компаунд (по данным завода Мальцева, 1910 г.).

а) Без конденсации.

Мощность N_e д. л. с.	34	50	75	105
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	155	164	139	122

б) С конденсацией.

Мощность N_e д. л. с.	40	50	75	112	130
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	166	157	132	112	107

Таблица VI. Стоимость промышленных паровых локомотивов с машиной компаунд, перегревом пара и подогревом питательной воды (по ценам завода Ланц в Мангейм, 1909—1910 года franko Москва).

а) Без конденсации.

Мощность N_e д. л. с.	36	56	90	135	200	310
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	328	267	202	178	185	195

b) Съ конденсаціей.

Мощность N_e д. л. с. . .	50	75	117	180	280	350	470	540
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	251	210	167	144	140	132	135	134

Таблица VII. Стоимость паровыхъ поршневыхъ машинъ лучшихъ системъ (компаундъ съ конденсаціей и для перегрѣтаго пара, число оборотовъ ∞ 150 въ мин.). (Заграничн.)*.

Мощность N_e д. л. с. . .	80	100	150	200	500	1000
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	125	125	110	95	64	55

Таблица VIII. Стоимость паровыхъ турбинъ, включая генераторъ электрическаго тока и конденсацію. (Заграничн.)*.

Электр. мощность KW (1 $KW = 1,36$ л. с.)	съ генерат. тока	500	1000	2500	5000	10000	15000
Стоимость $\frac{A_2}{KW}$ руб. . .		120	88	57	54	46,5	40

Таблица IX. Стоимость крупныхъ газогенераторныхъ установокъ для брикета изъ бурого угля. (Заграничн.)*.

Мощность N_e д. л. с. . .	100	200	300	500	1000	2000	3000
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	270	220	215	200	195	170	165

Таблица X. Стоимость крупныхъ газовыхъ двигателей для газа доменныхъ или коксовыхъ печей, включая стоимость динамо-машины. (Заграничн.)*.

Мощность N_e д. л. с. . .	1000	3000	4500	6000	7000
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	145	113	102	100	96

Таблица XI. Стоимость вѣтряныхъ двигателей (при норм. скорости вѣтра 5 m/s) включая желѣзную башню (вышку) для мотора. (Заграничн.)*.

Мощность N_e д. л. с. . .	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб. . .	4800	3200	2150	2000	2000	1700	1600	1580

*) Марка переведена въ 1 рубль, имѣя въ виду пошлину и стоимость провоза до центральной Россіи.

Таблица XII. Стоимость вѣтряныхъ двигателей „Эклипсъ“ по даннымъ инж. Д. Голова (безъ башни, деревян. констр.).

Мощность N_e д. л. с.	2	3	4	6	8	15	18
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	550	420	415	360	310	270	265

Таблица XIII. Стоимость водотрубныхъ паровыхъ котловъ сист. Шухова, не считая обмуровки и фундаментовъ (по даннымъ завода инж. А. В. Бари въ Москвѣ*). (Рабочее давленіе 8 атмосферъ).

Поверхность нагрѣва H кв. м	19	31	40	50	75	100	150	200	250
Приблизит. мощность машины N_e д. л. с.	31,2 (19)	52 (31)	66 (40)	82 (50)	126 (75)	165 (100)	250 (150)	330 (200)	410 (250)
Стоимость $\frac{A_2}{H}$ руб. (на 1 кв. метръ)	95	76	75	68	68	59	54	54	48
Стоимость $\frac{A_2}{N_e}$ руб.	58 (95)	45 (76)	45 (75)	41 (68)	41 (68)	37 (59)	33 (54)	33 (54)	30 (48)
Потребное количество кирпича огнеупорнаго шт.	Н а о д и н ь к о т е л ь .								
	1100	1675	1600	1850	1950	2300	2925	3300	3400
Потребное количество кирпича простого шт.	Н а о д и н ь к о т е л ь .								
	8050	10950	10950	12650	11500	13800	16700	16700	19000

Таблица XIV. Стоимость мелкихъ вертикальныхъ котловъ завода А. В. Бари въ Москвѣ.

Мощность N_e д. л. с.	6	24	28	43
Поверхность нагрѣва H кв. м	5,6	21	25	40
Стоимость на 1 кв. м $\frac{A_2}{H}$ руб.	167	117	117	90

§ 163. Стоимость питательной воды.

Стоимость питательной воды при расходѣ изъ водопровода учитывается просто по существующей таксѣ. Кромѣ того, мы должны при-

*) Испарительная способность котла принята въ среднемъ 13,2 кв.м-часъ; расходъ пара на 1 д. л. с. принятъ равнымъ 8 кг 1 д. л. с.-часъ, т. е. принята компаундъ-машина съ конденсацией. Цифры въ скобкахъ подсчитаны для расхода пара въ 13,2 кг/1 д. л. с.-часъ, что болѣе отвѣчаетъ низкому давленію пара въ котлѣ (8 атмосферъ).

нять во вниманіе стоимость и эксплуатацію питательныхъ насосовъ. Въ § 155 расходъ угля и пара на дѣйствіе питательныхъ насосовъ уже включенъ въ цифры расхода пара и топлива на 1 л. с.-часъ. Поэтому, необходимо только еще въ стоимость котловъ включить стоимость питательныхъ насосовъ. Въ ниже помѣщенной таблицѣ дана стоимость питательныхъ насосовъ системы Блэка по цѣнамъ московскаго завода Бари. Слѣдуетъ имѣть въ виду, что по нашимъ котельнымъ правиламъ необходимо имѣть два питательныхъ прибора для котловъ, напр., 2 насоса или насосъ и инжекторъ.

Мощность пар. установки N_e д. л. с.	20	42	105	150	220	300	400	500
Стоимость (полная) оди- ночного насоса Блэ- ка руб.	120	145	220	255	345	385	475	595
Стоимость двойного насоса Блэка руб.	220	220	220	310	480	480	480	565

Въ случаѣ, если мѣстная питательная вода плохихъ качествъ т. е. содержитъ много магnezіальныхъ и известковыхъ солей, дающихъ большое количество крѣпкаго котельнаго камня, то воду приходится до поступленія въ котлы очищать или сдобривать химическимъ путемъ. Наиболѣе часто въ этомъ случаѣ производятъ присадку къ водѣ ѣдкаго натра, совершаемую въ особомъ приборѣ, черезъ который пропускается передъ употребленіемъ питательная вода. Стоимость 1 куб. метра (1000 kg) очищенной воды обходится въ зависимости отъ жесткости воды, въ предѣлахъ отъ 30 до 190 нѣмецкихъ градусовъ жесткости, отъ 0,10 до 0,25 руб. Стоимость же самаго оборудованія аппаратомъ для очистки помощью ѣдкаго натра обходится отъ 41 до 62 руб. на 1 куб. метръ суточного расхода воды*).

Въ большомъ ходу также сдобриваніе питательной воды содой и известью, которыя, смѣшиваясь съ примѣсями питательной воды (углекислая известь и магnezія, сѣрнокислая известь (гипсъ) и соединенія хлора и желѣза) даютъ осадокъ, удаляемый механически. Аппаратъ для содовой очистки завода Вальтеръ въ Делльбрюкѣ (Германія) изображенъ на фиг. 244. Въ сосудъ *C* наливается содовый растворъ (крѣпость сообразно химическому составу воды), въ сосудѣ *B* растворяется известь, при чемъ въ него вода попадаетъ по тонкой трубкѣ отъ распредѣлительнаго клапана *V*. Подлежащая очисткѣ вода черезъ клапанъ *V* наливается въ сосудъ *A*, въ среднюю полость котораго—камеру смѣшенія,—напускаются содовый и известковый растворы. Въ камерѣ смѣшенія происходитъ выдѣленіе хлопьевъ неорганическихъ примѣсей воды, которыя и осаждаются на дно сосуда и удаляются черезъ трубу 4, а вода откачивается питательнымъ насосомъ изъ верх-

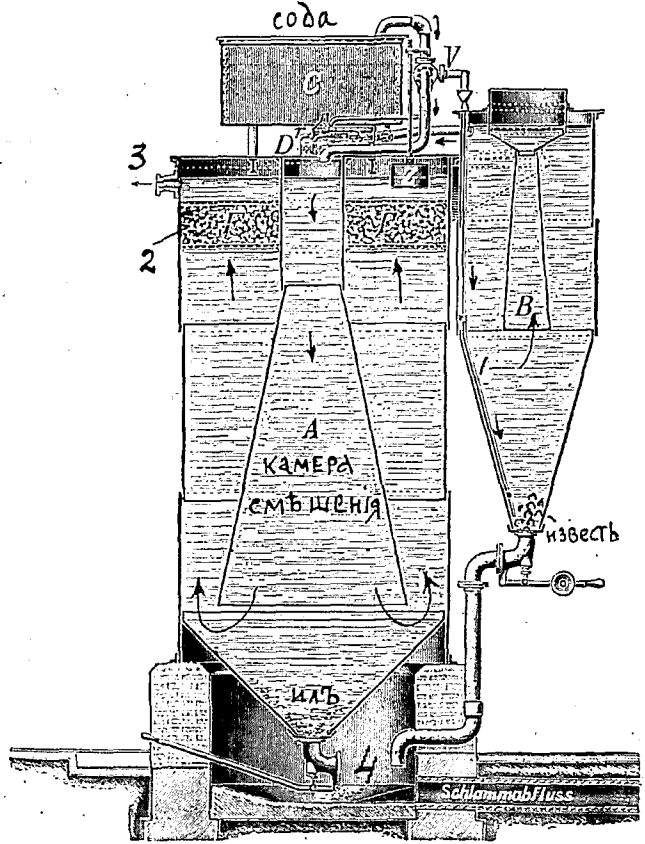
*) Цѣны взяты по даннымъ, приведеннымъ въ книгѣ: Элькинъ. Опыты экономической оцѣнки значенія водоснабженія, 1907.

ней части сосуда *A* через отверстие *3*, куда она попадает из нижней части через механический фильтр *2*. Данные о стоимости приборов и стоимости эксплуатации можно получить путем запроса фирмы.

Въ случаяхъ, когда для питанія котловъ необходимо примѣнять очень плохую воду, содержащую чрезвычайно большое количество солей, какъ, напр., морскую воду, бываетъ необходимо ее опрѣснять, т. е. дистиллировать: морскую воду испаряютъ въ особыхъ нагревательныхъ приборахъ (испарителяхъ) и затѣмъ водяные пары конденсируютъ. Этотъ конденсатъ представляетъ собою почти чистую дистиллированную воду, весьма пригодную для питанія котловъ, такъ какъ она, можно сказать, совершенно не даетъ накипи. Промывки и чистки котла можно производить крайне рѣдко, что сокращаетъ простой котловъ и расходы на чистку и ремонтъ. По даннымъ инж. Элькина опрѣснители Ягна обходятся при первоначальной установкѣ приблизительно до 600 руб. на 1 куб. метръ суточной производительности, а стоимость 1 куб. метра воды (1000 kg) до 0,35 руб., но при современныхъ цѣнахъ на топливо надо считать эту цифру малой и брать скорѣе 0,5—0,7 руб. на 1 куб. метръ воды.

Слѣдуетъ при примѣненіи дорогихъ способовъ очистки питательной воды обращать серьезное вниманіе на сокращеніе расходовъ воды. Въ этомъ случаѣ особо умѣстенъ сильный перегрѣвъ рабочего пара съ одновременнымъ примѣненіемъ машины многократнаго расширения.

Вода, необходимая для охлажденія двигателей внутреннего сгорания, обыкновенно не очищается, ибо она согрѣвается лишь не выше 70°—80° С., т. е. не доводится до кипѣнія, и поэтому накипи на стѣнкахъ водяной рубашки образуется немного. Но при охлажденіи съ испареніемъ воды, которое примѣняется для сокращенія расхода



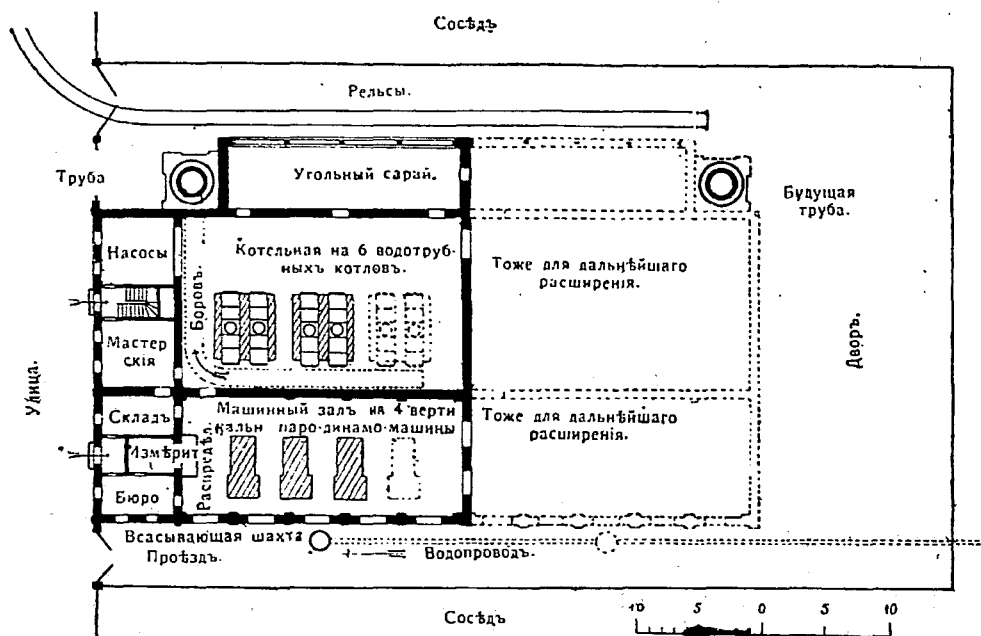
Фиг. 244.—Аппаратъ завода Вальтера для химической очистки питательной воды.

охлаждающей ее воды, требуется применение по возможности чистой от солей и грязи воды, иначе является опасность зарастания водяной рубашки накипью.

С. Описание общаго расположения силовыхъ установокъ.

§ 164. Паросиловыя установки съ поршневыми машинами и турбинами.

Въ паросиловыхъ установкахъ станція состоитъ изъ котельной со складомъ топлива и машинной. Оба отдѣленія раздѣляются капитальной стѣной. Выборъ плана зданій долженъ быть таковъ, чтобы со временемъ возможно было расширеніе силовой станціи. Примѣръ по-



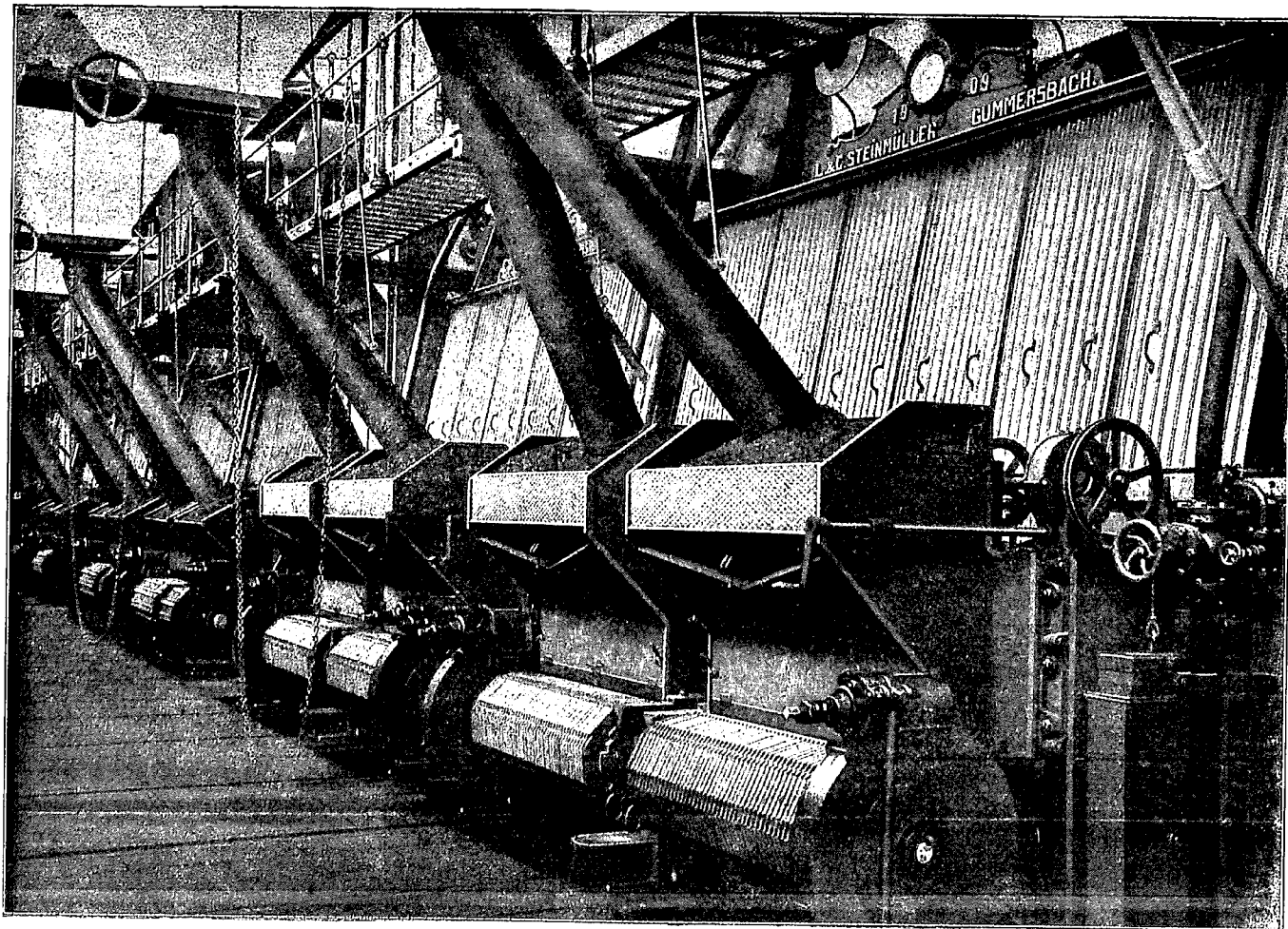
Фиг. 245.—Примѣрный планъ расположенія паросиловой станціи съ поршневыми машинами.

добнаго плана указанъ на фиг. 245. Необходимо также имѣть въ виду, чтобы и дымовая труба не мѣшала будущему расширенію станціи.

а) Котельная.

Выборъ системы котловъ зависитъ отъ главныхъ цѣлей производства и отъ свойства различныхъ системъ котловъ. Въ крупныхъ городскихъ электрическихъ станціяхъ мы находимъ, главнымъ образомъ, водотрубные котлы, занимающіе относительно меньше мѣста.

Высота котельной должна соответствовать системѣ котловъ. Механическаго оборудованія обычно не дѣлается (т. е. подъемныхъ крановъ). Въ котельной должно имѣть такихъ размѣровъ двери, чтобы



Котельная съ механическимъ отопленіемъ.

наиболѣ крупныя части котла, или весь котель цѣликомъ, могли быть втащены въ котельную.

Отопленія въ котельной не требуется. Вентиляція производится вполне удовлетворительно при дѣйствіи топокъ котловъ. Слѣдуетъ заботиться о хорошемъ освѣщеніи котельной, которое на электрическихъ станціяхъ можетъ быть искусственнымъ и днемъ, что сильно облегчаетъ составленіе плана станціи.

Паропроводы или подвѣшиваются къ стропиламъ и стѣнамъ, или могутъ быть устроены нижніе паропроводы въ особыхъ, выложенныхъ кирпичомъ, каналахъ.

Обмуровки отдѣльныхъ котловъ должны отстоять другъ отъ друга по крайней мѣрѣ на 0,5 метра, чтобы возможенъ былъ осмотръ и ремонтъ всѣхъ котловъ.

Количество котловъ опредѣляется заданіемъ расхода пара.

б) Дымовая труба и боровъ.

Приблизительные размѣры дымовыхъ трубъ по Миллеру могутъ быть приняты по нижеслѣдующей таблицѣ.

Производи- тельность пара kg въ часъ	Поверхность нагрѣва ко- тловъ Hqm	Прибли- зительная мощность машинъ N_e	Диаметръ устья трубы $d_{metr.}$	Высота тру- бы $h_{metr.}$
1300	160	100	0,9	25
3000	200	250	1,1	33
5500	360	500	1,4	40
10000	660	1000	1,8	45
20000	1300	2000	2,2	55
30000	1800	3000	2,5	60

При прокладкѣ борова обращаютъ вниманіе на то, чтобы онъ не дѣлалъ рѣзкихъ поворотовъ. Точно такъ же присоединеніе отдѣльныхъ котельныхъ бороновъ къ общему должно быть сдѣлано обязательно плавно, съ закругленіемъ.

Если есть экономайзеръ, то обязательно долженъ быть сдѣланъ еще и обходной боровъ, чтобы можно было работать и безъ экономайзера. При работѣ съ экономайзеромъ слѣдуетъ также имѣть въ виду, что труба должна быть выше, ибо экономайзеръ представляетъ довольно значительное сопротивленіе прохождению газовъ.

с) Снабжение топливомъ.

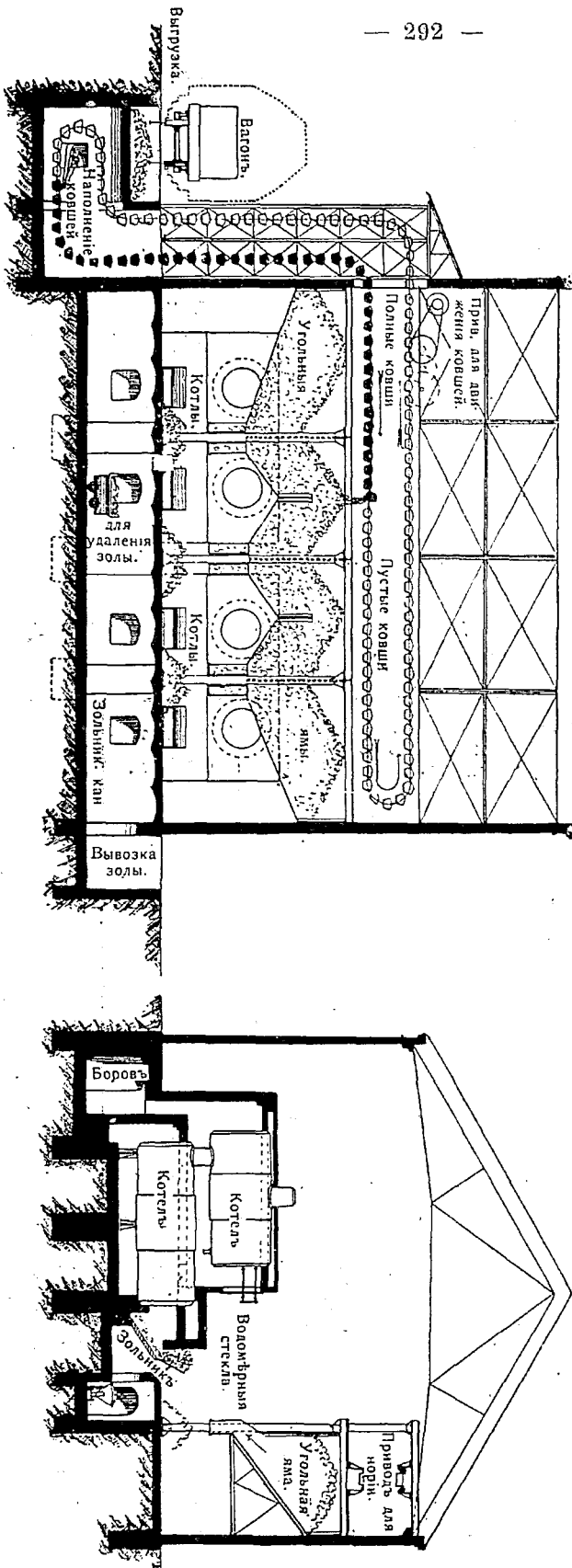
При станціи долженъ быть достаточно большой запасъ топлива. Для удобства его транспорта на станціи наиболее удобно или примкнуть вѣткой къ желѣзной дорогѣ, чтобы топливо доставлялось въ вагонахъ, или же ставить станцію у берега судоходной рѣки. Конечно во многихъ случаяхъ практики приходится мириться и съ доставкой топлива гужемъ, что очень удорожаетъ топливо.

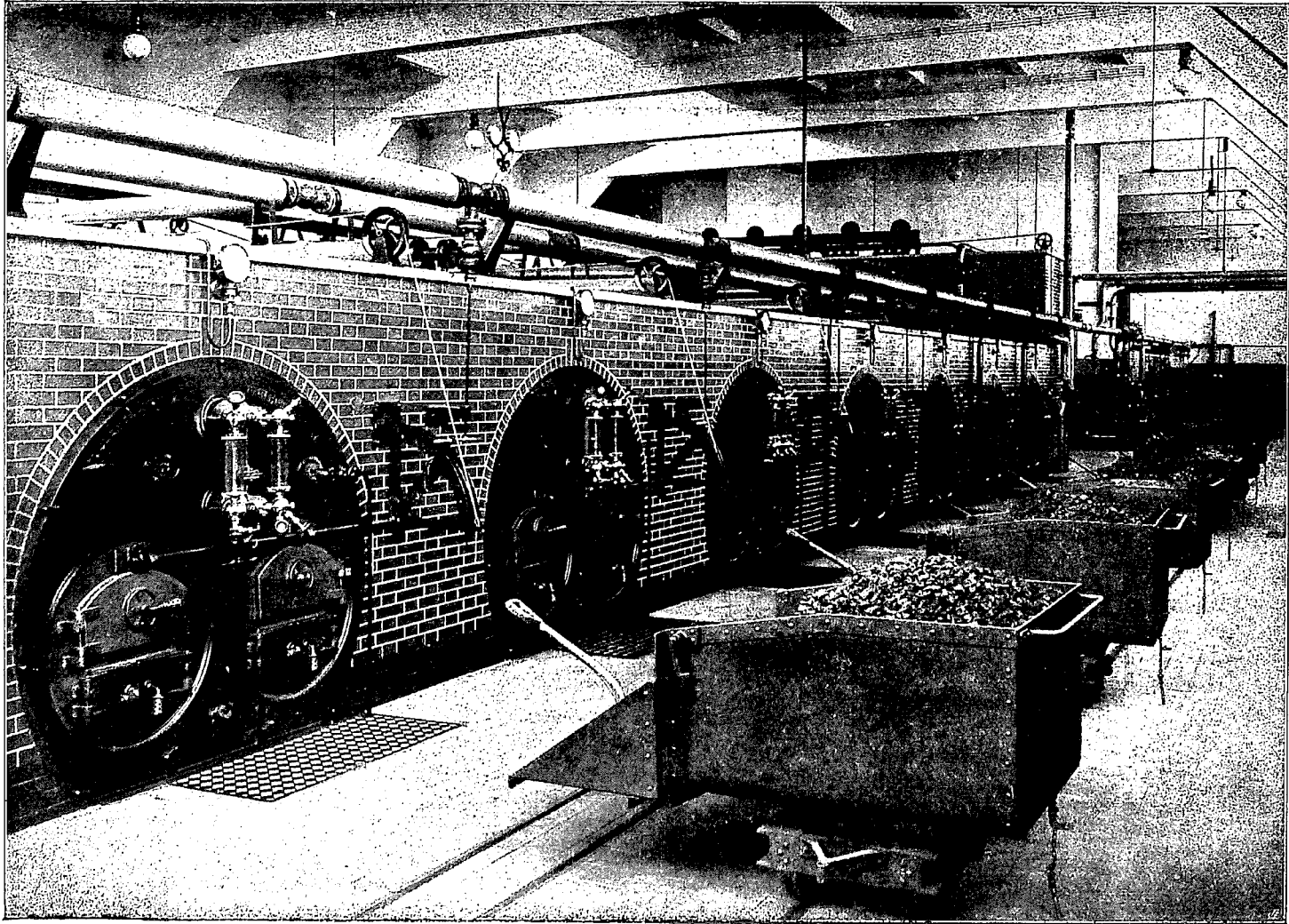
Жидкое топливо (нефть) хранится на станціи въ клепанных желѣзныхъ бакахъ достаточной емкости.

Твердое топливо (уголь) большею частью хранится на дворѣ въ открытыхъ штабеляхъ (кучахъ) и доставляется на станцію въ ручныхъ вагонеткахъ (пуд. около 50 въ каждой). Топливо, привозимое на станціи, должно для учета проходить черезъ вѣсы. На табл. VIII изображена котельная съ обыкновенной подачей топлива.

На большихъ станціяхъ подача топлива часто устраивается механической, напр., см. фиг. 246. Уголь подвозится въ вагонахъ по

Фиг. 246.— Устройство котельной съ механической подачей угля къ котламъ.





Котельная установка паросиловой станции, состоящая из Ланкаширских котловъ.

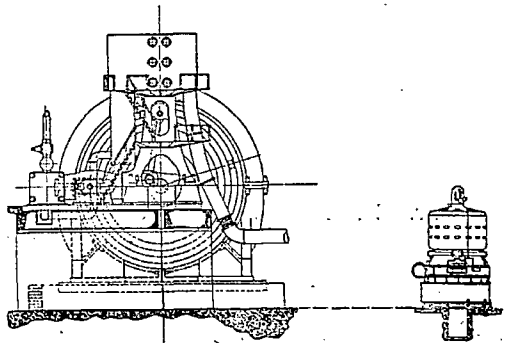
железнодорожной и выгружается надъ ямами, изъ которыхъ онъ сыплется на черпаковую норію, помощью которой подымается на чердакъ и выгружается надъ закромами (угольные ямы), изъ которыхъ собственнымъ вѣсомъ высыпается или въ кочегарку, или непосредственно въ закромъ механической топки, какъ это показано на табл. VIII, при чемъ подача регулируется щитомъ на спускной трубѣ.

д) Удаленіе шлаковъ и золы.

Шлаки и зола, выгребаемые изъ зольника, обычно спускаются въ подвальный корридоръ въ особыя вагонетки, помощью которыхъ эти отбросы и вывозятся на специальный штабель на дворѣ станціи. Полученная гарь и шлаки могутъ съ успѣхомъ примѣняться для засыпки дорожекъ, площадей и т. д.

е) Машинный залъ.

Машинный залъ долженъ быть по возможности свѣтелъ. Высота выбирается такая, чтобы краномъ (большею частью мостовымъ) можно было поднимать и устанавливать на мѣсто всѣ машинныя части. Подъемная сила крана должна соответствовать наиболее тяжелой части машины (больш. частью станина, цилиндръ или маховикъ). Машинный залъ долженъ быть снабженъ такой дверью на улицу, чтобы всѣ части машинъ могли быть внесены внутрь зала. Отопленія зала не требуется, ибо теплота получается отъ самихъ машинъ и паропроводовъ. Освѣщеніе устраивается боковыми окнами, и часто дѣлается верхній свѣтъ. Вентиляція производится естественная, черезъ форточки, устраиваемыя наверху помѣщенія.



Фиг. 247.—Сравненіе размѣровъ, занимаемыхъ паровой машиной и паровой турбиной одинаковой мощности.

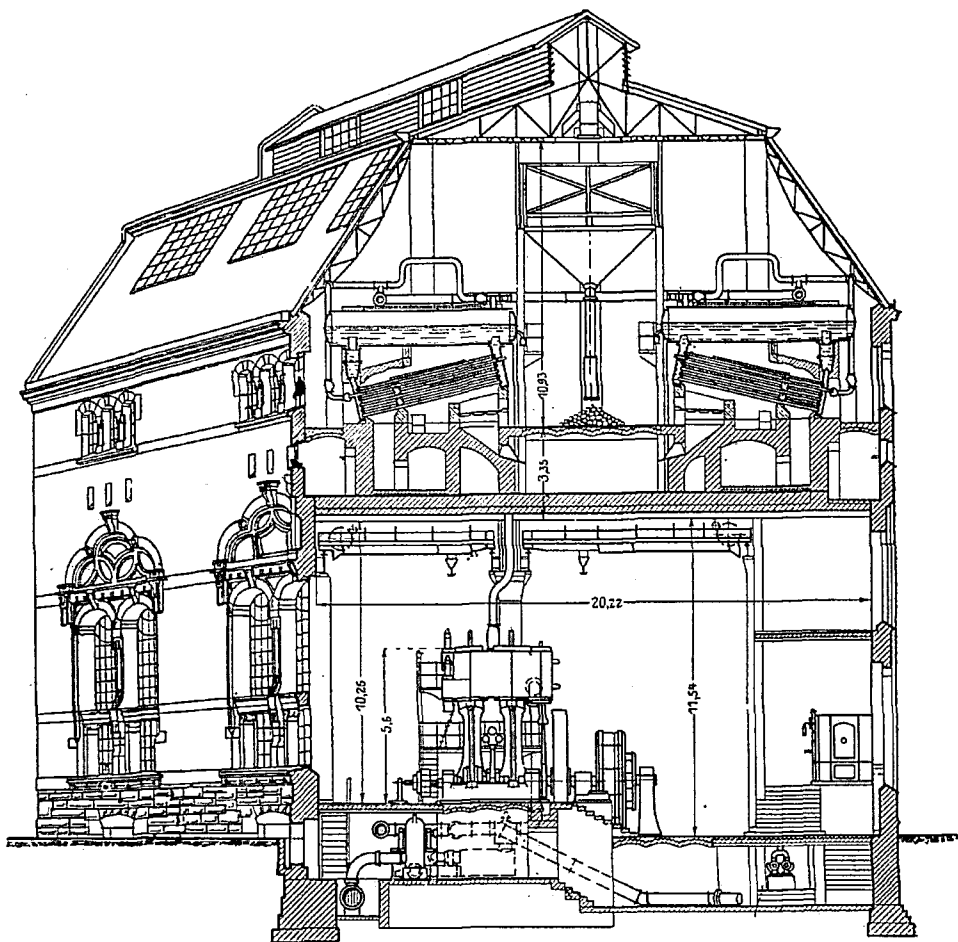
Въ смыслѣ величины машиннаго зала паровыя турбины требуютъ гораздо меньшаго мѣста, чѣмъ поршневыя машины, особенно горизонтальныя, той же мощности. На фиг. 247 дано для примѣра сравненіе вертикальной паровой машины и турбины Кертиса той же мощности.

На табл. IX показано примѣрное устройство машиннаго зала съ паровыми машинами.

Вопросъ о паропроводахъ свѣжаго пара разсмотрѣнъ въ главѣ II.

Конденсаціонныя устройства машинъ и турбинъ большею частью помѣщаются въ подвальныхъ помѣщеніяхъ машиннаго зала. Примѣры показаны въ главѣ V.

На фиг. 248 данъ разрѣзь паросиловой съ паровыми машинами станціи Берлинской подземной ж. д. Это примѣръ, какъ можно распо-

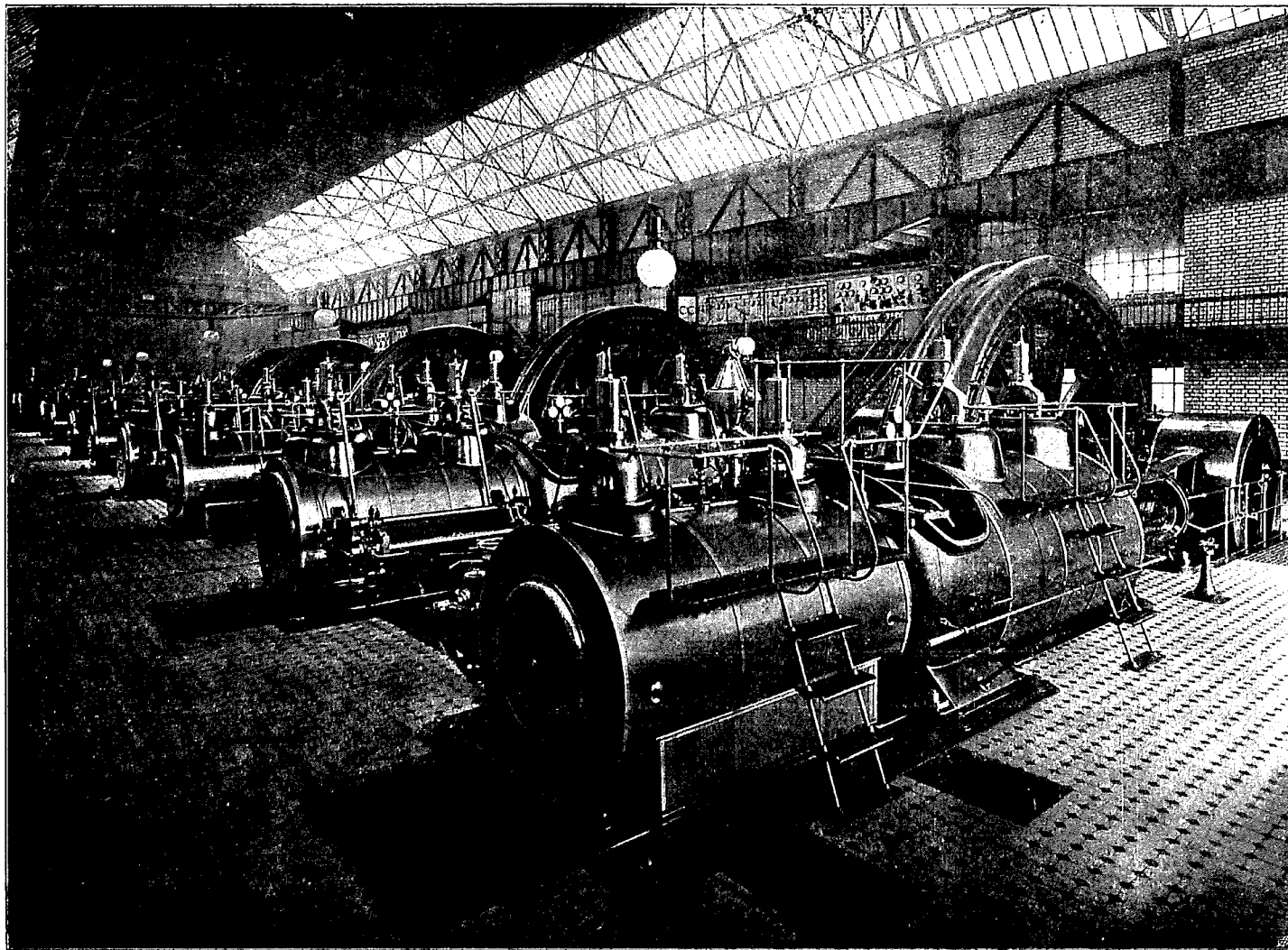


Фиг. 248.—Паросиловая станція городского типа въ двухъэтажномъ зданіи (Берлинъ, подземно-надземная дорога).

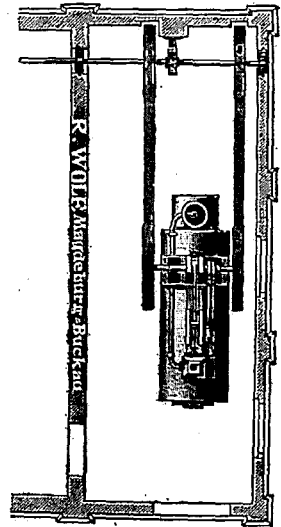
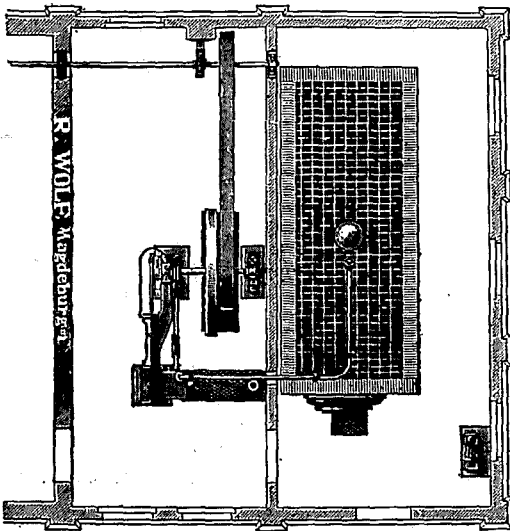
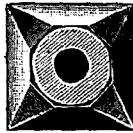
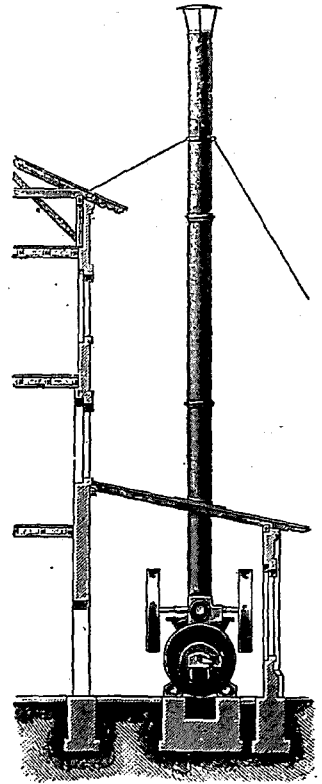
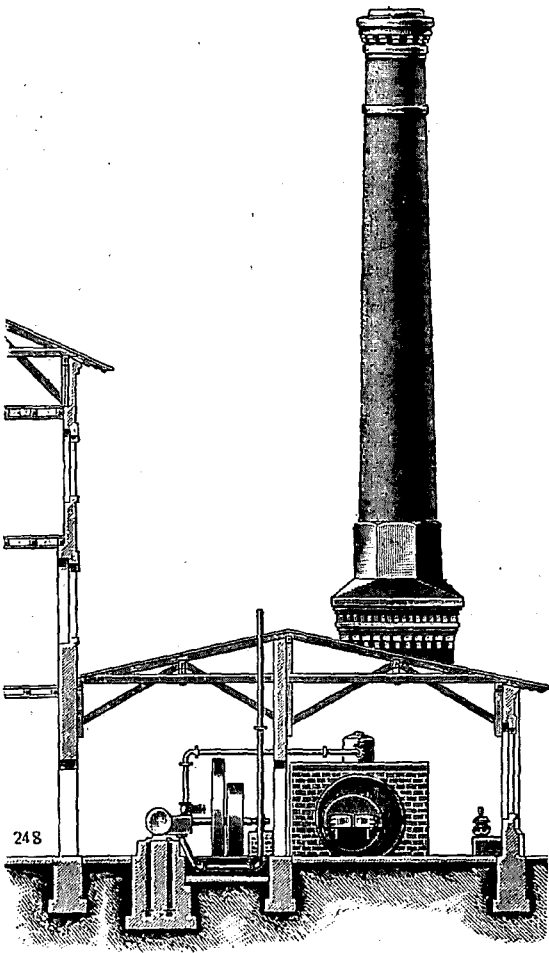
ложить станцію при крайней тѣсотѣ мѣста. Котельная вынесена во 2-ой этажъ и помѣщается надъ машиннымъ заломъ.

§ 165. Силовыя станціи съ паровыми локомотивами.

Въ настоящее время часто употребительной силовой установкой является локомотивъ промышленнаго типа, т. е. поставленный на фундаментъ. По существу локомотивъ есть соединеніе парового котла и паровой машины, установленной вмѣсто отдѣльнаго фундамента на спинкѣ самого парового котла. Въ этомъ случаѣ мы получаемъ значительную экономію въ первоначальныхъ затратахъ, ибо станція имѣетъ меньшую площадь (всего одинъ залъ), болѣе дешевое зданіе; получается экономія на фундаментѣ (одинъ фундаментъ вмѣсто двухъ: котла и машины) и на обмуровкѣ котла, которая отсутствуетъ. Кромѣ того, от-



Машинный залъ паросиловой станціи.

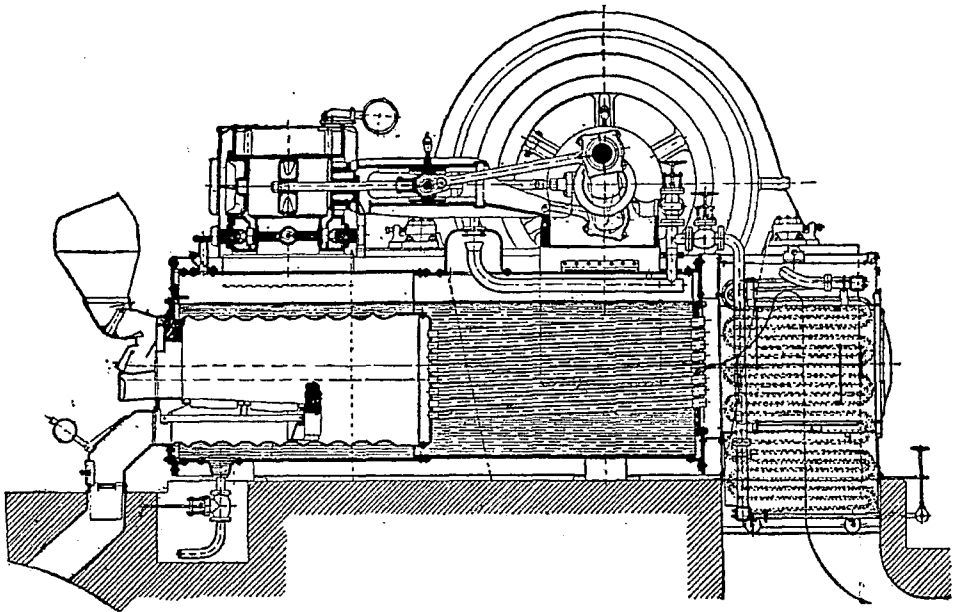


Фиг. 249.—Сравнение размѣровъ помѣщеній, занимаемыхъ паровымъ котломъ и машиной, и локобилемъ одинаковой мощности.

носительная стоимость локомотива меньше, чѣмъ въ суммѣ котла и машины. Получается удобство въ томъ смыслѣ, что является одинъ поставщикъ вмѣсто двухъ, а потому легче добиться соблюденія сроковъ поставки и гарантированного расхода топлива. Въ смыслѣ расхода топлива и пара современные локомотивы лучшихъ заводовъ являются наиболѣе экономными изъ паровыхъ двигателей, ибо бываютъ снабжены машинами компаундъ, пароперегрѣвателями съ сильнымъ перегрѣвомъ пара, конденсаціей, подогревомъ питательной воды и совершенными типами парораспределенія. Благодаря компактности установки, кромѣ того, почти отсутствуютъ потери пара въ трубопроводахъ, и лучеиспусканіе котла въ значительной части идетъ на нагреваніе цилиндра. Поэтому въ локомотивахъ достигаютъ даже меньшихъ цифръ расхода пара, чѣмъ въ крупныхъ стационарныхъ машинахъ и турбинахъ.

Понятіе о сокращеніи мѣста и строительныхъ работъ при примѣненіи локомотивовъ даетъ фиг. 249, представляющая силовую станцію одинаковой мощности для котла и машины съ одной стороны, и для локомотива, съ другой стороны.

Наибольшей извѣстности въ фабрикаціи локомотивовъ въ настоящее время приобрѣли заводы Генриха Ланца *) въ Маннгеймѣ, Р. Воль-



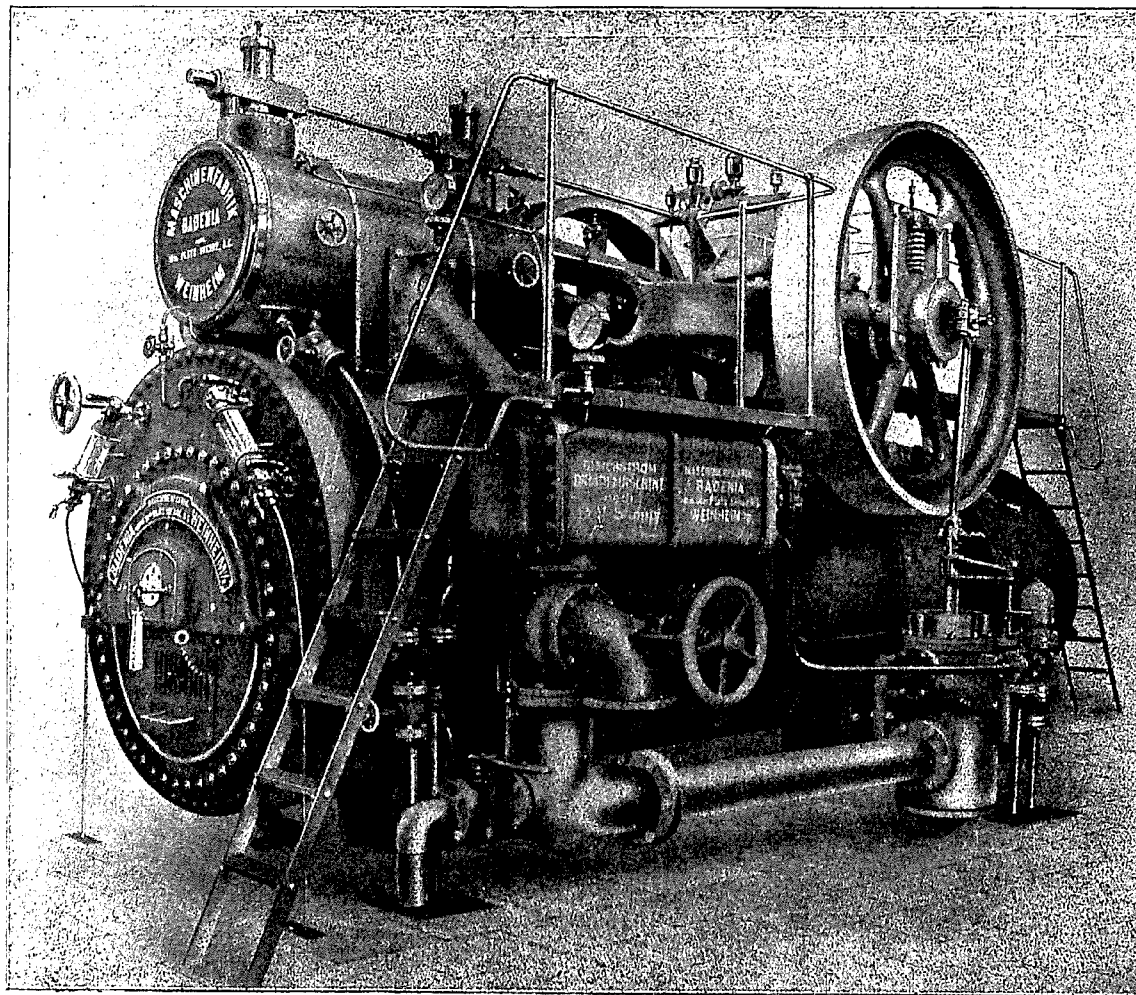
Фиг. 250.—Разрѣзъ локомотива Ланца съ пароперегрѣвателемъ и клапанной машиною Лентца.

фа **) въ Магдебургѣ и заводъ „Баденія“ въ Вейнгеймѣ ***) въ Германіи).

*) Локом. съ перегрѣвателями и клапаннымъ распредѣл. Лентца.

**) Локом. съ перегрѣвателями для двойного перегрѣва пара и золотников. распредѣленіемъ.

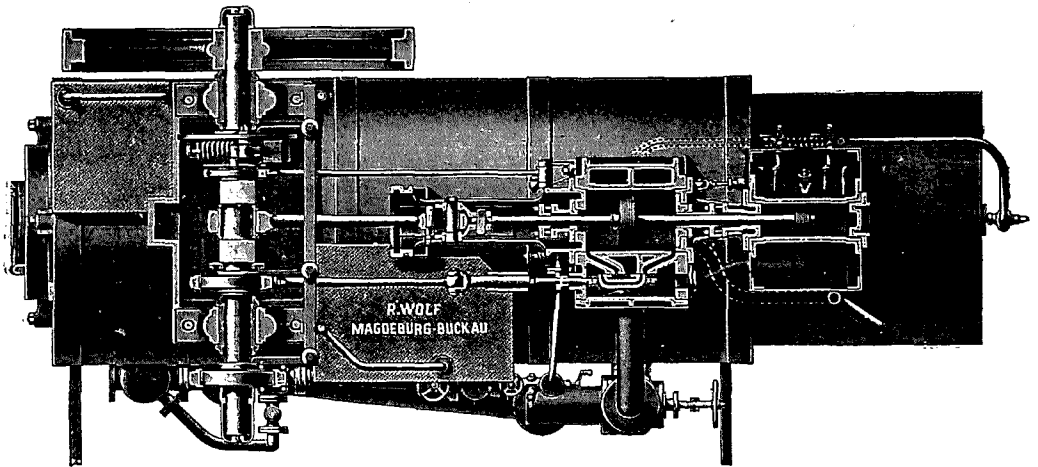
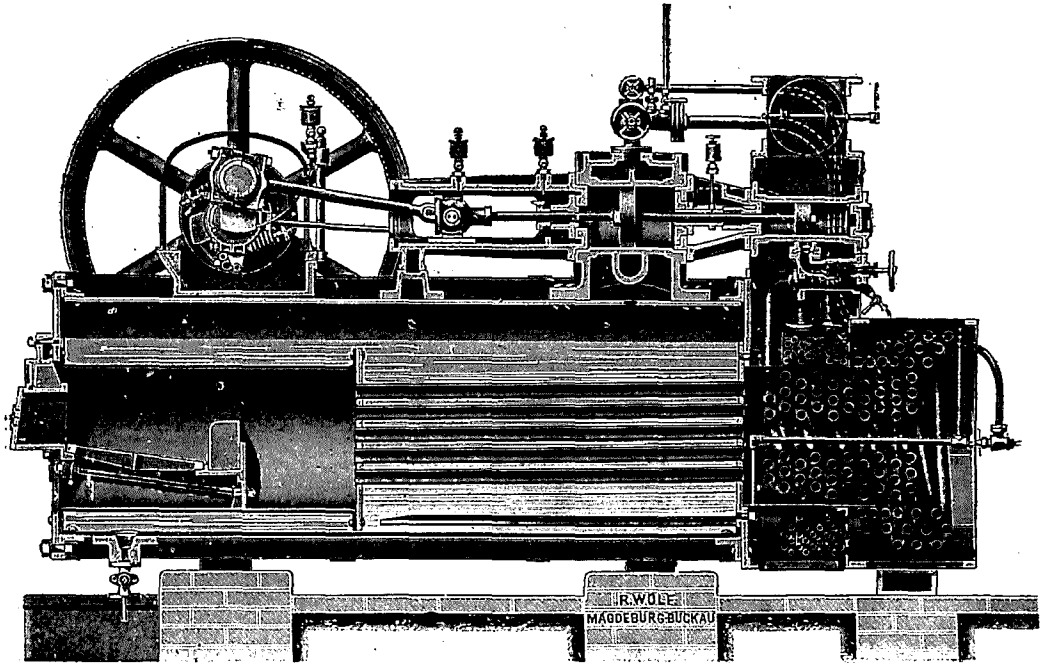
***) Локом. съ перегрѣват. и машинами Штумпфа.



Промышленный локомобиль завода „Баденія“ съ машиною Штумпфа, пароперегрѣвателемъ, подогревателемъ питательной воды и конденсаціей.

Изъ русскихъ заводовъ въ послѣднее время выдвигается Мальцевскій заводъ въ Людиновѣ.

Для ознакомленія съ общимъ устройствомъ локомотива служатъ фиг. 250, 251 и табл. X. На фиг. 250 представленъ разрѣзь локомотива завода Ланца, на табл. X ви́шній видъ локомотива завода „Баденія“

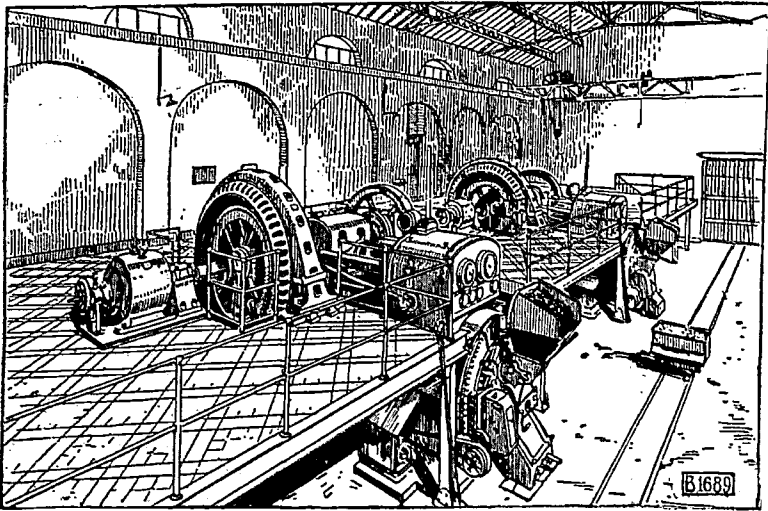


Фиг. 251.—Разрѣзь и планъ локомотива Вольфа съ двойнымъ перегрѣвомъ пара, огневой рубашкой для цил. выс. давл. и паровой рубашкой для цил. низк. давл. (машина-тандемъ).

(съ машиной Штумпфа), на фиг. 251 разрѣзь и планъ локомотива Вольфа. Перегрѣватель (фиг. 251) змѣвиковой формы лежитъ въ дымовой коробкѣ (змѣвикъ съ толстыми трубками—перегрѣватель свѣжаго пара; змѣвикъ съ тонкими трубками—перегрѣватель рессивер-

наго пара). Машина системы тандемъ-компаундъ, въ которой цилиндръ высокаго давленія подогревается отработанными газами котла.

Промышленные локомобили изготовляются мощностью до 800—1000 д. л. с. въ одномъ комплектѣ. При большихъ установкахъ устра-



Фиг. 252.—Видъ силовой станціи, оборудованной крупными локомобилиями Ланца.

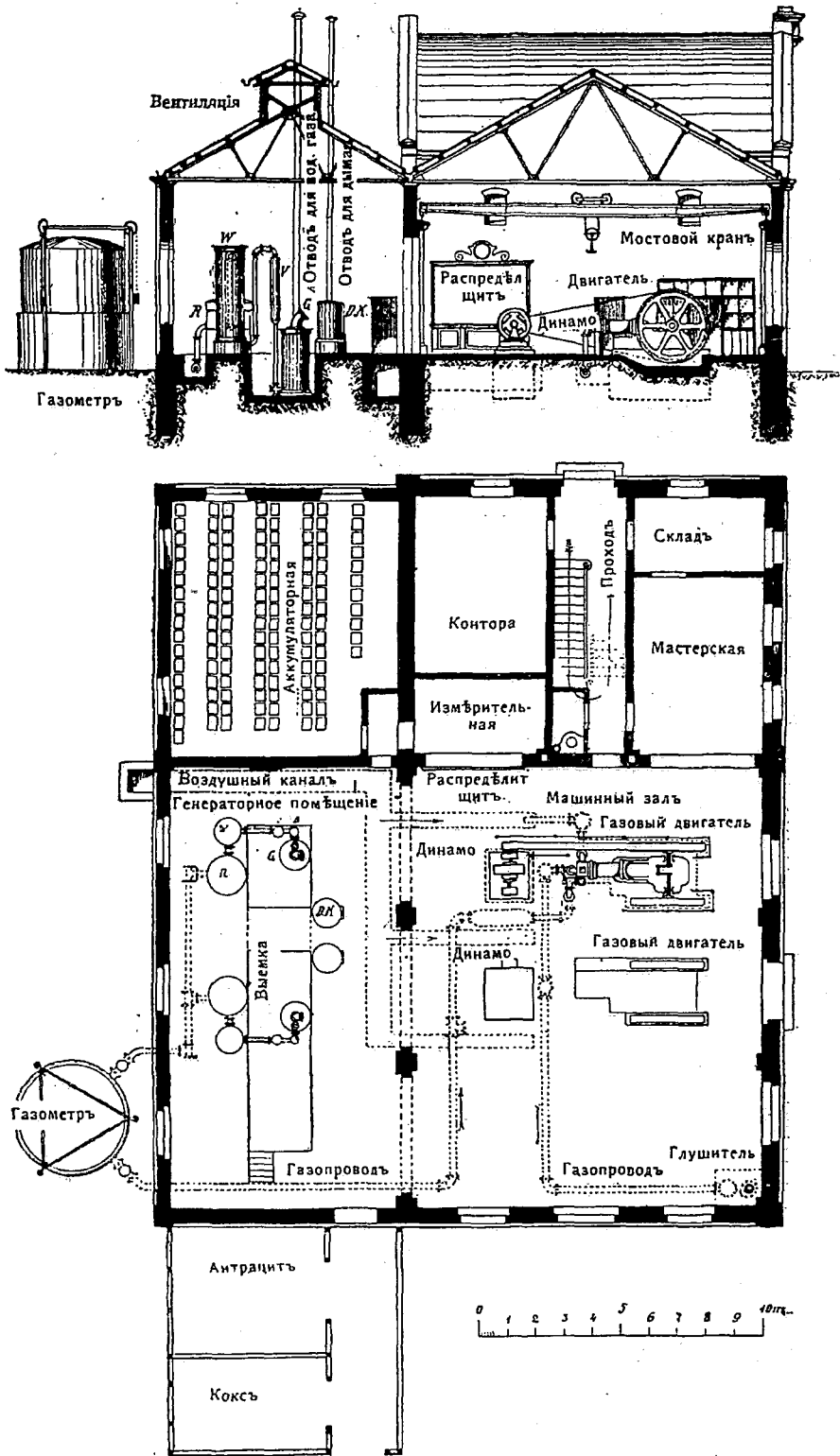
иваютъ полъ на колоннахъ на высотѣ спинки котла, т. е. машины, и тогда получается двухэтажная станція, въ которой топка и складъ угля сосредоточены въ нижнемъ ярусѣ, такъ что машинный этажъ не подвергается засоренію угольной пылью (фиг. 252).

§ 166. Станціи съ двигателями внутренняго сгоранія.

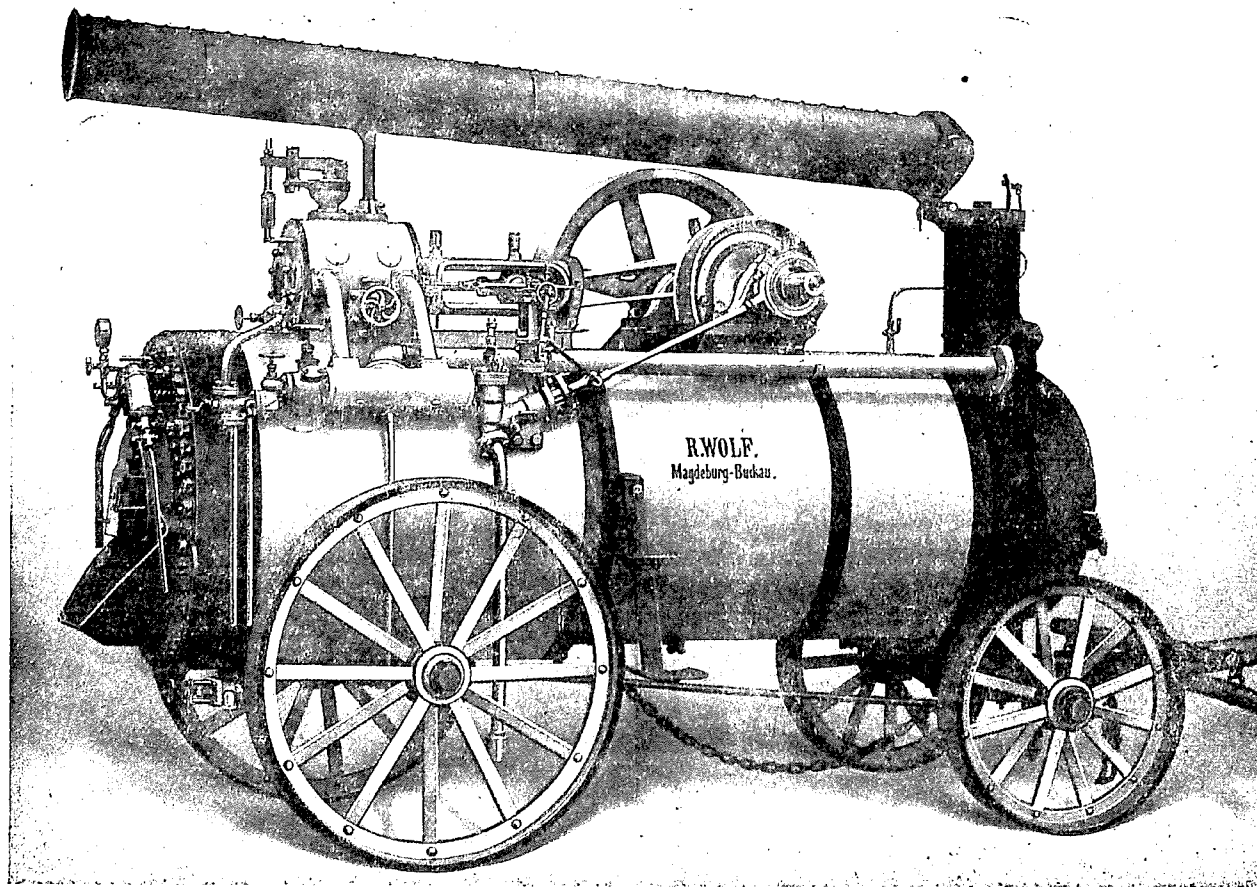
Въ установкахъ, работающихъ газомъ доменныхъ или коксовыхъ печей, необходимо принимать мѣры для очистки газа (можно употреблять скрубберы) и для охлажденія газа. При очень длинныхъ газопроводахъ охлажденіе это получается естественнымъ путемъ. Для того, чтобы установки работали безъ затрудненій при колебаніяхъ въ количествѣ газа или при кратковременныхъ перегрузкахъ станціи, необходимо имѣть газохранилище или газгольдеръ (иногда называютъ газометръ) вмѣстимостью отъ 25 до 75 cbm .

Въ установкахъ газогенераторныхъ полезно самые генераторы газа помѣщать въ отдѣльной отъ машинной, хорошо вентилируемой залѣ, такъ какъ выдѣленія изъ генератора, содержащія большое количество CO (окиси углерода), ядовиты для людей. Для того, чтобы всасывающее дѣйствіе двигателя передавалось на генераторъ возможно равномернѣе, и при газогенераторныхъ установкахъ дѣлаютъ иногда небольшой газометръ (газоохранилище), изъ котораго уже непосредственно и беретъ двигатель газъ. Самые генераторы для удобства обслуживания помѣщаютъ иногда въ углубленіяхъ, чтобы полу-

чить доступъ къ загрузочнымъ воронкамъ непосредственно съ пола. На фиг. 253 показанъ разрѣзь и планъ газогенераторной силовой станціи, рассчитанной на позднѣйшее расширеніе.



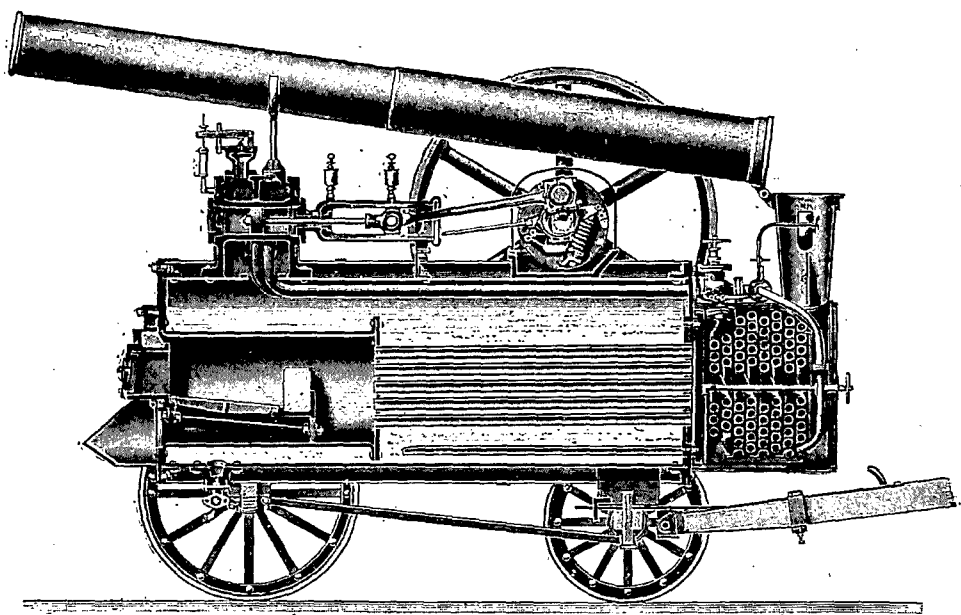
Фиг. 253.—Примѣрный планъ устройства газогенераторной силовой станціи.



Сельско-хозяйственный локомобиль завода Вольфа,

§ 167. Сельско-хозяйственные подвижныя силовыя станціи (локомобили).

Для потребностей сельскаго хозяйства, напр., для приведения въ дѣйствіе молотилокъ, вѣялокъ, для механической пропашки и т. п. требуется имѣть компактыя силовыя установки, легко перевозимыя съ мѣста на мѣсто по мѣрѣ надобности. Этимъ условіямъ вполне удовлетворяютъ локомобили на колесахъ. До послѣдняго времени имѣли распространение исключительно паровыя локомобили, которые представляютъ собою обычно котель, поставленный вмѣсто фундамента на телѣжечную раму на колесахъ; на спинѣ котла установлена паровая машина, отъ вала которой помощью ременной передачи и получаетъ движеніе машина-орудіе. Въ качествѣ топлива для локомобиля слу-



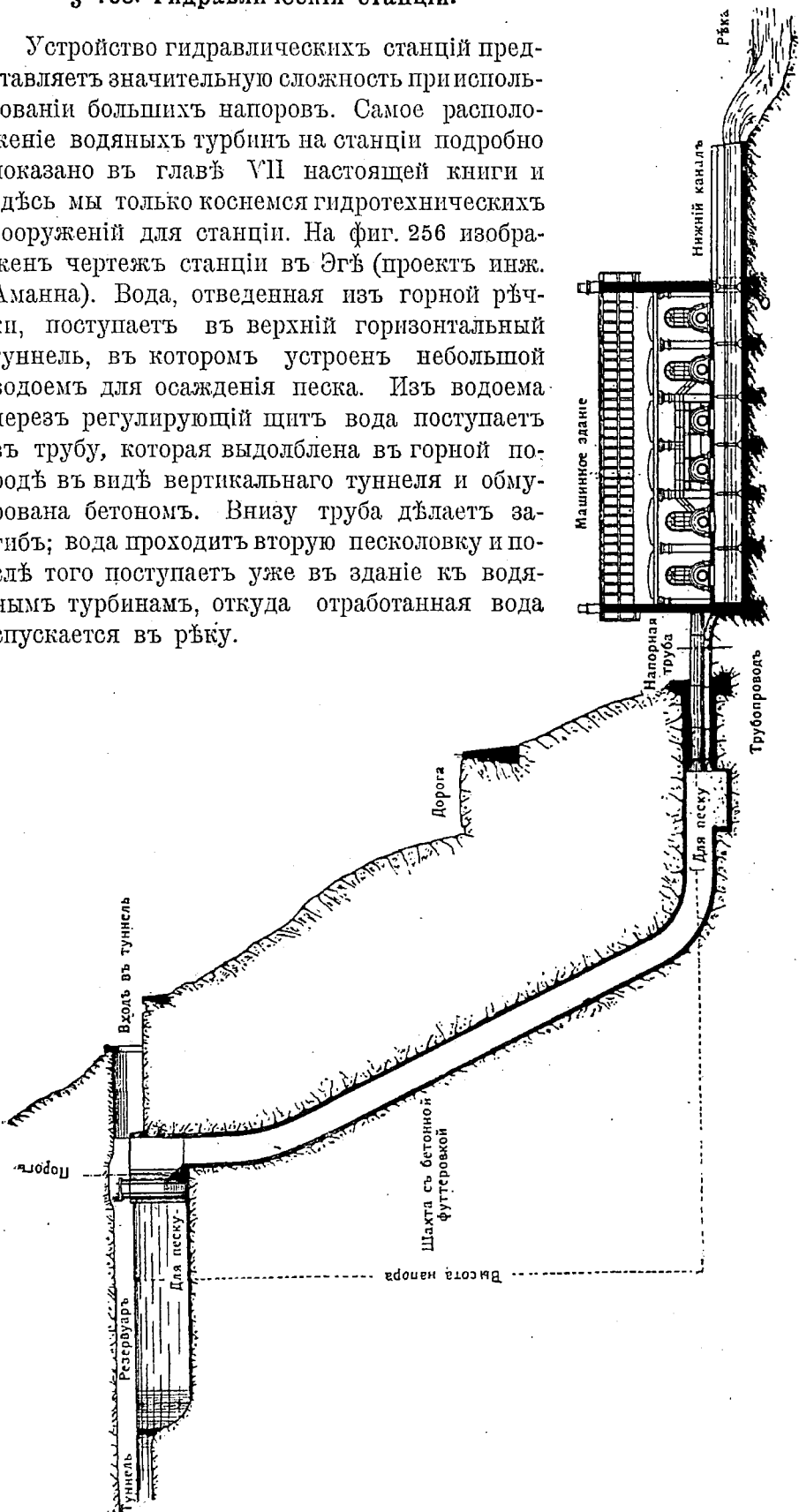
Фиг. 255.—Разрѣзъ сельско-хозяйственнаго парового локомобиля.

жить уголь, дрова, а при молотбѣ солома, при чемъ для отопленія соломой топка получаетъ специальное устройство. Вода, необходимая для дѣйствія паровой установки, подвозится къ мѣсту работъ бочками. На табл. XI показанъ наружный видъ, а на фиг. 255 продольный разрѣзъ парового сельско-хозяйственнаго локомобиля завода Вольфа. Такіе локомобили выдѣлываются всѣми локомобильными заводами.

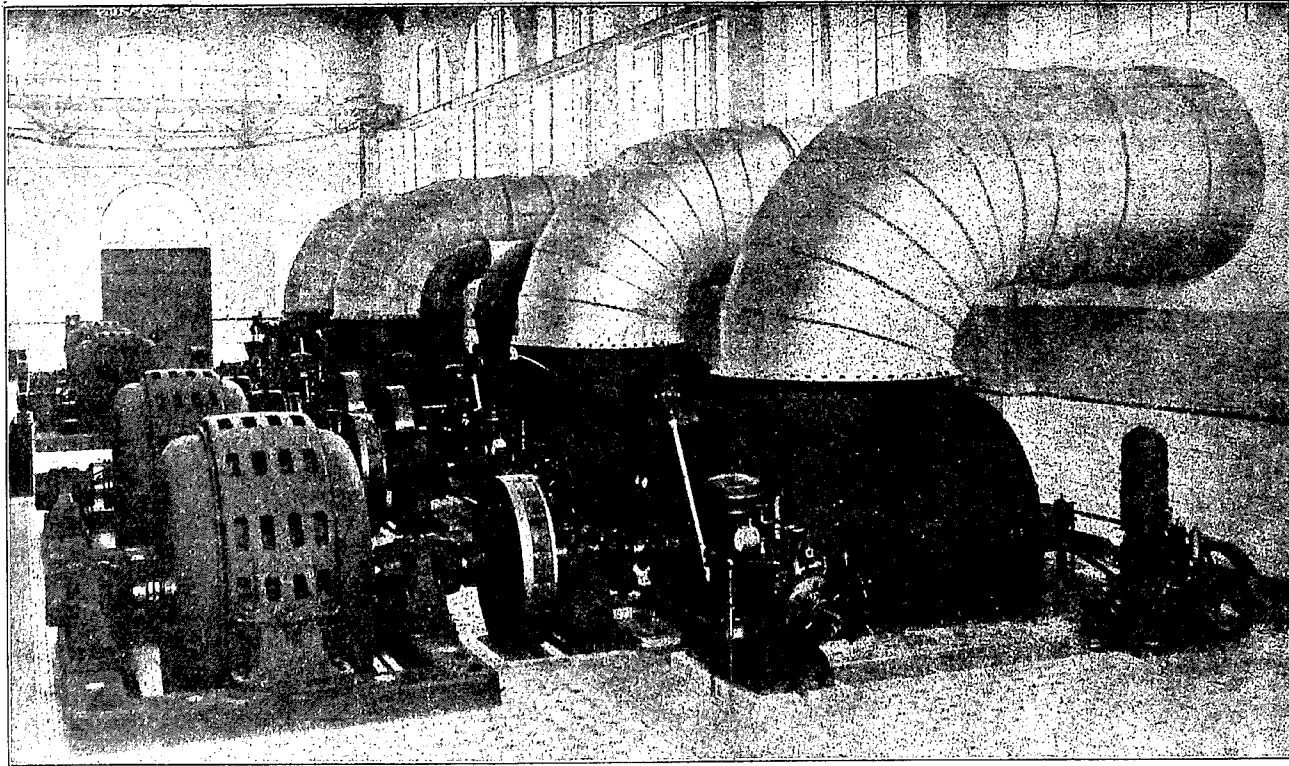
Въ послѣднее время входятъ въ практику и локомобили внутренняго сгорания, при чемъ примѣняются обычно наиболѣе простые по устройству и компактные двухтактные двигатели, къ которымъ для уменьшенія расхода воды обычно примѣняется охлажденіе испареніемъ воды.

§ 168. Гидравлическія станціи.

Устройство гидравлическихъ станцій представляетъ значительную сложность при использовании большихъ напоровъ. Самое расположеніе водяныхъ турбинъ на станціи подробно показано въ главѣ VII настоящей книги и здѣсь мы только коснемся гидротехническихъ сооружений для станціи. На фиг. 256 изображенъ чертежъ станціи въ Эгъ (проектъ инж. Аманна). Вода, отведенная изъ горной рѣчки, поступаетъ въ верхній горизонтальный туннель, въ которомъ устроенъ небольшой водоемъ для осажденія песка. Изъ водоема черезъ регулирующий щитъ вода поступаетъ въ трубу, которая выдолблена въ горной породѣ въ видѣ вертикальнаго туннеля и обмурована бетономъ. Внизу труба дѣлаетъ загибъ; вода проходитъ вторую песколовку и послѣ того поступаетъ уже въ зданіе къ водянымъ турбинамъ, откуда отработанная вода спускается въ рѣчку.



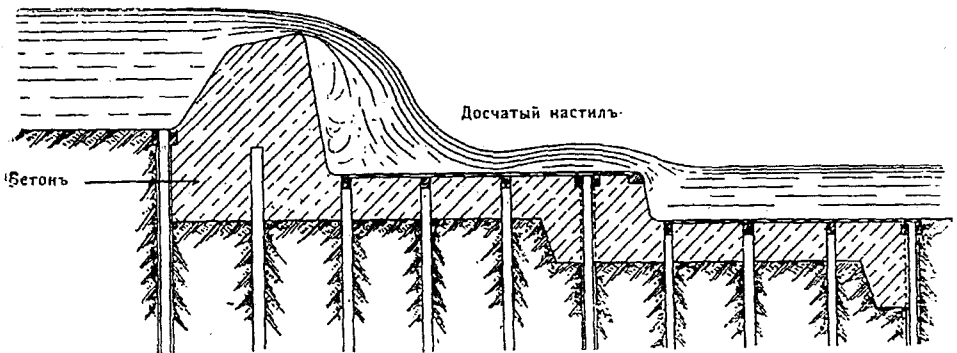
фиг. 256.—Примѣрное устройство гидроэлектрической силовой станціи для большаго напора.



Гидро-электрическая силовая станция.

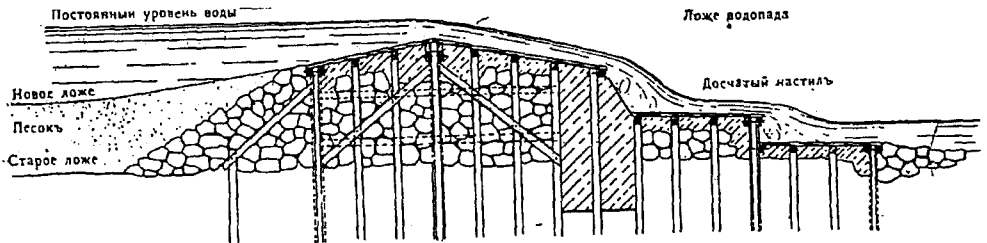
Подобный предыдущему вертикальный туннель-труба большею частью замѣняется трубопроводомъ большого діаметра (иногда нѣсколько параллельныхъ трубопроводовъ при большомъ расходѣ воды). Такъ какъ трубопроводъ при значительной длинѣ сильно реагируетъ на температуру воздуха (удлиняется при повышеніи температуры), то весь трубопроводъ дѣлится на части, въ которыхъ одинъ конецъ неподвижно закрѣпляется въ специальной каменной опорѣ, воспринимающей на себя и высокое давленіе части трубопровода съ водой, а другой конецъ соединяется со слѣдующей частью водопровода компенсаторомъ или сальникомъ, допускающимъ измѣненіе длины трубопровода.

О видѣ внутренняго устройства гидротурбинной станціи даетъ понятіе табл. XII, на которой справа—турбины, слѣва—генераторы тока.



Фиг. 257.—Устройство бетонной плотины съ водосливомъ.

При созданіи напора запрудой рѣки или ручья въ долину главнымъ сооруженіемъ является плотина. При высокихъ берегахъ



Фиг. 258.—Устройство деревянной плотины съ каменнымъ набросомъ.

возможно запрудой получить очень значительный напоръ. Запруды снабжаются всегда водосливами для спуска излишней (и вѣшной) воды. Типъ небольшой бетонной плотины съ водосливомъ показанъ на фиг. 257, а типъ болѣе простой деревянной плотины съ набросомъ изъ камня показанъ на фиг. 258.

Приложеніе.

Нормы для испытанія паровыхъ котловъ и машинъ *).

Введеніе.

Нижеприведенныя указанія имѣютъ цѣлью установить для всеобщаго употребленія нормы для производства опытовъ съ паровыми котлами и машинами.

Желательно, чтобы указывались важнѣйшія данныя относительно испытываемыхъ установокъ и условій, при которыхъ получены данные результаты, чтобы эти результаты могли быть примѣнены не только къ разсматриваемому частному случаю, но и имѣли общее значеніе. Для этой цѣли необходимо, чтобы всѣ данныя давались однообразно, согласно нижеизложеннымъ правиламъ.

Производство испытаній слѣдуетъ поручать лишь такимъ лицамъ, которыя обладаютъ необходимыми познаніями и опытомъ. Они должны выработать планъ испытаній сообразно преслѣдуемой цѣли, такъ какъ во многихъ случаяхъ не требуется, чтобы производились всѣ нижеперечисленныя испытанія въ совокупности; тѣ же лица должны провѣрить точность всѣхъ примѣняемыхъ при испытаніи приборовъ и обработать полученные результаты изслѣдованія.

Предметъ изслѣдованій.

1. Предметомъ изслѣдованія котельной установки могутъ быть:

- a) Количество пара, получаемаго въ часъ съ квадратнаго метра поверхности нагрѣва;
- b) Испарительная способность топлива, т. е. число килограммовъ воды опредѣленной температуры, обращаемой въ паръ опредѣленнаго давления и температуры однимъ килограммомъ даннаго топлива (точно обозначеннаго);
- c) Коэффициентъ полезнаго дѣйствія котла, т. е. отношеніе количества теплоты, переданнаго содержимому котла, къ теплотворной способности израсходованнаго топлива;
- d) Отдѣльныя потери теплоты, имѣющія мѣсто въ котельной установкѣ.

2. Предметами испытанія паровой машины могутъ быть:

- a) Мощность индикаторная и полезная;
- b) Механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія;
- c) Расходъ пара въ часъ на 1 лошади. силу;
- d) Расходъ теплоты въ часъ на 1 лошади. силу;
- e) Колебаніе числа оборотовъ машины при измѣненіи нагрузки ея.

*) О-ва Германскихъ Инженеровъ, Международнаго союза О-въ наблюденія за котлами и О-ва Германскихъ машиностроительныхъ заводовъ. (Приведено въ сокращеніи).

Число и продолжительность испытаний. Выполнение гарантий.

3. Число и продолжительность испытаний опредѣляется цѣлями и важностью испытаний.

4. Рекомендуются производить предварительныя испытания для полученія навыка и изученія особенностей данного испытанія.

5. При испытаніяхъ особой важности слѣдуетъ производить два испытанія одно за другимъ и принимать среднія значенія изъ двухъ испытаній.

6. Продолжительность испытанія на расходъ топлива 10 часовъ, на расходъ пара 8 часовъ. Минимально 8 час. и 6 час., если установка работаетъ очень равномерно.

7. Если увеличеніе гарантийнаго расхода топлива и пара не обозначено въ условіяхъ поставки, то гарантія считается еще выполненной при условіи, что расходъ на испытаніи не превышаетъ 5% гарантированнаго расхода даже при условіи, что мощность машины отклонялась во время испытанія на $\pm 7,5\%$ нормальной (а на короткое время и на $\pm 15\%$), положенной въ основаніе гарантіи.

8. Испытанія не должны производиться непосредственно послѣ установки машины и поставщику долженъ быть данъ срокъ на исправленіе установки, подготовку испытаний и на предварительныя испытанія.

Единицы мѣръ и вѣса.

9. Всѣ тепловыя измѣренія производятся по шкалѣ Цельсія (100 градусн. термом.).

10. Если нѣтъ оговорокъ, то подъ давленіемъ пара слѣдуетъ понимать избытокъ давленія сверхъ атмосферы (манометрич. давл.).

Подъ вакуумомъ или разряженіемъ слѣдуетъ понимать разность между давленіемъ атмосферы и измѣряемымъ давленіемъ, при чемъ оба отсчитываются отъ нуля.

За единицу давленія принимается метрическая атмосфера = 1 kg/cm².

11. Разряженіе въ дымоходахъ измѣряется въ миллиметрахъ водяного столба.

12. Поверхность нагрѣва принимается всегда омываемая газами. Поверхностью нагрѣва считается поверхность, съ одной стороны омываемая газами, съ другой—водою.

Ребристыя поверхности, передающія теплоту (напр., у ребристыхъ дымогарныхъ трубъ), должны быть считаны и даны отдѣльно.

13. Теплотворная способность топлива, отнесенная къ 1 kg (безъ вычета золы, влаги и т. д.), дается въ калоріяхъ или въ единицахъ теплоты, при чемъ предполагается сжиганіе водорода въ воду (вод. парь); влажность топлива (гигроскопическая) тоже обращается въ воду.

14. Паропродуцательность 1 kg горючаго и паропродуцательность 1 кв. метра поверхности нагрѣва слѣдуетъ относить къ нормальному пару (т. е. къ питательной водѣ 0° и сухому насыщенному пару 100° С, т. е. съ расходомъ теплоты на 1 kg пара = 637 ед. тепл.).

15. Давленіе и температура рабочаго пара должны измѣряться непосредственно передъ входомъ въ машину; давленіе и температура отработанаго пара—непосредственно у выхода пара изъ машины.

16. За единицу мощности принимается метрическая лошадиная сила $= 75 \text{ kgm/s}$. Если не сдѣлано оговорокъ, то подъ мощностью слѣдуетъ понимать полезную мощность на валу двигателя.

Расходъ пара, наоборотъ, если не сдѣлано оговорокъ, должно относить къ индикаторной мощности.

Данные, выраженные въ такъ называемыхъ номинальныхъ силахъ, совершенно недопустимы *).

17. Если полезная мощность не можетъ быть опредѣлена точно, то она принимается какъ разность между индикаторными мощностями N_i при нагрузкѣ и N_0 при холостомъ ходѣ машины. Коэффициентомъ механическаго полезнаго дѣйствія считается тогда $\eta_m = \frac{N_i - N_0}{N_i}$.

18. При опредѣленіи расхода теплоты на 1 лошадиный часъ температура питательной воды принимается 0°C .

Веденіе испытаній.

19. Котель и машина во время испытанія должны находиться въ установившемся состояніи. Въ концѣ испытанія условія должны быть приведены къ начальнымъ (давленіе пара, уровень воды, колич. топлива на рѣшеткѣ и т. д.).

20. Если вопросъ идетъ объ опредѣленіи расхода пара, то всѣ посторонніе и вспомоگательныя паропроводы должны быть отдѣлены заглушками по возможности ближе къ испытуемому котлу и машинѣ.

Испытаніе пароваго котла.

21. Родъ и число испытаній указаны въ пп. 1—8.

22. При испытаніи котла надо имѣть слѣдующія данные:

- a) Поверхность нагрѣва котла (см. 12);
- b) Поверхность нагрѣва подогревателей питат. воды и перегрѣвателей пара, омываемыя газами;
- c) Объемы водяного и пароваго пространствъ, емкость подогревателей и пароперегрѣвателей;
- d) Поверхность зеркала испаренія.
- e) Поверхность колосниковой рѣшетки и живого сѣченія ея; размѣры мертвой топочной доски, если таковая имѣется;
- f) Поперечное сѣченіе дымоходовъ въ наиболѣе важныхъ мѣстахъ;
- g) Среднее сѣченіе всѣхъ заслонокъ, имѣющихъ отношеніе къ испытанію.

*) Вслѣдствіе полной неопредѣленности и произвола въ величинѣ номинальной силы.

в) Высоту дымовой трубы, считая от колосниковой рѣшетки до устья; узкое сѣченіе дымовой трубы.

23. Передъ опытомъ котель долженъ быть очищенъ и осмотрѣнъ снаружи и совнутри и приведенъ въ полный порядокъ въ смыслѣ герметичности всѣхъ его соединеній.

24. Послѣ очистки и до начала испытанія котель долженъ работать 1—2 дня на томъ же топливѣ и при той же нагрузкѣ, что при предполагающемся испытаніи.

25. Уровень воды и давленіе пара во время испытанія должны по возможности не мѣняться; они отмѣчаются при началѣ испытанія и во время испытанія каждыя $\frac{1}{4}$ часа. При наличіи пароперегрѣвателя каждыя $\frac{1}{4}$ часа нужно отмѣчать температуру газовъ до и послѣ перегрѣвателя и температуру пара непосредственно за перегрѣвателемъ.

26. Питательная вода взвѣшивается или измѣряется объемомъ въ сосудѣ съ вывѣреннымъ объемомъ (съ поправкою на температуру воды). Питание котла производится равномернo и при возможности непрерывно. Если непрерывное питание котла невозможно, то слѣдуетъ избѣгать питанія за 10 минутъ до начала и до конца опыта.

Температура питательной воды измѣняется въ томъ резервуарѣ, откуда производится питание не рѣже, чѣмъ разъ въ $\frac{1}{2}$ часа.

При точныхъ опытахъ не допускается питание котла инжекторами.

Не допускается подогрѣваніе питательной воды отработаннымъ паромъ насосовъ даже въ томъ случаѣ, когда количество теплоты, передаваемое этимъ способомъ питательной водѣ, можетъ быть точно учтено.

Вся вода, просачивающаяся черезъ неплотности въ арматурѣ или выбрасываемая при продуваніи, должна быть собирана и учитываема.

27. Опыты, при которыхъ замѣчается сильное увлеченіе паромъ воды изъ котла, должны считаться неудачными, пока не будетъ возможно точно опредѣлять количество увлеченной паромъ воды.

28. Къ началу опыта горѣніе должно быть приведено къ нормальному состоянію въ смыслѣ загрузки рѣшетки и ея чистоты; шлаки и зола должны быть удалены изъ зольника. Если чистка зольника невозможна, то оставшіеся въ зольникѣ шлаки и зола послѣ опыта приводятся къ той же высотѣ слоя и количеству, что и до опыта. Огонь долженъ быть въ концѣ опыта въ томъ же состояніи, что и до опыта. Время, потраченное на растопку котла, и количество топлива, потраченное при этомъ, отмѣчаются особо и въ расчетъ не идутъ.

Топливо во время опыта точно взвѣшивается.

29. Для полученія средней пробы топлива поступаютъ такъ: изъ каждой тачки или корзины топлива берется одна лопатка и ссыпается въ особый ящикъ, снабженный крышкою. Тотчасъ по окончаніи опыта содержимое ящика размельчается, смѣшивается и рассыпается въ видѣ квадрата; его дѣлятъ на 4 части діагоналями и двѣ противоположныхъ части отработываютъ, а двѣ другія снова смѣшиваются, размельчаются и т. д., пока не останется проба вѣсомъ около 10 kg., которую и оставляютъ въ закрытомъ сосудѣ для изслѣдованія. Для изслѣдованія топлива на влажность слѣдуетъ во время опыта брать нѣсколько пробъ въ герметически закрываемые сосуды.

30. Составъ топлива опредѣляется химическимъ составомъ. Должно быть указано содержаніе углерода (C), водорода (H), кислорода (O), сѣры (S), золы (A) и воды (W) въ вѣсовыхъ процентахъ. Содержаніемъ азота (N) можно пренебрегать. Отношеніе топлива къ нагрѣванію опредѣляется его коксованіемъ.

31. Теплотворная способность топлива опредѣляется калориметрическимъ путемъ. На основаніи химическаго анализа теплотворная способность каменнаго и бураго угля можетъ быть приблизительно опредѣлена по такъ называемой союзной формулѣ

$$8100 C + 29000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 W.$$

32. Температура отработанныхъ газовъ котла измѣряется во всякомъ случаѣ до заслонки (регистра) ртутнымъ или термоэлектрическимъ термометромъ. Шарикъ термометра долженъ быть въ срединѣ потока газовъ и термометръ долженъ быть плотно вставленъ въ кладку дымохода. Отсчеты производятся не рѣже 15 минутъ и желательнo одновременно съ взятіемъ пробы газовъ. Температура воздуха для горѣнія измѣряется вблизи топки, но термометръ долженъ быть защищенъ отъ лученспусканія; берется среднее изъ отдѣльныхъ показаній.

33. Во время испытанія на расходъ угля необходимо брать пробы отработанныхъ газовъ или непрерывно, или одновременно съ опредѣленіемъ температуры газовъ (каждыя 15—20 минутъ). Заборная трубка ставится рядомъ съ термометромъ, отверстіе ея должно находиться въ срединѣ струи газовъ. Необходимо время отъ времени опредѣлять количество углекислоты (CO_2). Полное изслѣдованіе газовъ на углекислоту, кислородъ, азотъ и окись углерода производится по мѣрѣ надобности; для этого лучше всего брать среднія пробы, которыя берутся посредствомъ равномернo всасывающаго аспиратора.

Для опредѣленія потерь отъ неполноты сгорания составъ газовъ долженъ быть опредѣленъ точнымъ изслѣдованіемъ, такъ какъ техническіе методы анализа для этого недостаточнo точны.

Для опредѣленія просасыванія воздуха въ дымоходѣ можно брать пробы въ разныхъ частяхъ дымоходовъ и изслѣдовать ихъ на углекислоту и кислородъ.

Испытаніе паровой машины.

35. Родъ, число и продолжительность испытаній выяснены въ пп. 1—8.

36. Конструкція машины и условія испытанія должны быть подробно указаны, а именно:

а) Система машины, описаніе (и чертежи) главныхъ ея частей, размѣры цилиндровъ, величина вредныхъ пространствъ, ходъ поршня и проч. главные размѣры;

б) нормальное число оборотовъ, допускаемыя отклоненія его при измѣненіи нагрузки и степень неравномѣрности маховика;

в) Давленіе и температура пара, при которыхъ машина должна работать нормальнo, и наибольшее давленіе, на которое машина построена;

d) Мощность, къ которой относится гарантированный расходъ пара, и механический коэффициентъ полезнаго дѣйствія; максимальная гарантированная мощность и соответствующая степень наполненія:

e) Гарантированный расходъ пара на 1 индикаторную и дѣйствительную лош. силу-часъ;

f) Обусловленные въ договорѣ количество и температура воды для дѣйствія конденсаціи и соответствующій этому количеству воды вакуумъ.

36. Точное опредѣленіе полезной мощности и, слѣдовательно, и мощности, поглощаемой треніемъ, возможно помощью тормазы, но это испытаніе примѣнимо лишь къ малымъ машинамъ. Поэтому допускается опредѣленіе индикаторомъ (п. 17).

Если машина работаетъ на динамо-машину, то измѣреніе полезной мощности допускается электрическимъ путемъ, при условіи, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія динамо намъ извѣстенъ, и мѣрительные инструменты (вольтметръ, амперметръ и ваттметръ) провѣрены.

37. Индикаторы устанавливаются возможно ближе къ цилиндру безъ длинныхъ и изогнутыхъ трубокъ, и притомъ на каждой сторонѣ цилиндра особый индикаторъ. Для этой цѣли на обѣихъ полостяхъ цилиндра должны быть отверстія съ рѣзью по 1-й по Витворту.

38. Индикаторы и пружины ихъ должны быть предварительно испытаны помощью или ртутнаго манометра, или нормальнымъ манометромъ при температурѣ рабочаго пара машины. Масштабы слабыхъ пружинъ для вакуума должны быть вывѣрены при томъ положеніи индикатора, которое онъ занимаетъ во время опыта.

При испытаніяхъ на расходъ пара слѣдуетъ придерживаться слѣдующихъ правилъ: испытаніе начинается тогда, когда въ машинѣ наступило установившееся состояніе какъ въ смыслѣ силъ, такъ и температуръ. Если машина испытывается въ условіяхъ обычной работы на фабрикѣ, то первый и послѣдній часъ работы фабрики должны быть исключены изъ времени опыта, нельзя также производить испытанія въ дни наканунѣ и послѣ праздниковъ (когда машины стоятъ).

Давленіе пара, нагрузка машины и температура перегрѣва должны во время опыта поддерживаться по возможности постоянными. Въ случаѣ необходимости поддержаніе постоянства нагрузки достигается искусственнымъ путемъ.

Число оборотовъ машины опредѣляется счетчиками оборотовъ каждыя $\frac{1}{4}$ часа. При переменнѣйшей нагрузкѣ слѣдуетъ опредѣлять число оборотовъ тахометрами.

Черезъ равные промежутки времени (10—20 минутъ) отмѣчаются: уровень воды и давленіе въ котлѣ, температура и давленіе пара передъ вступленіемъ его въ машину, въ ресиверѣ, въ выпускной трубѣ непосредственно за цилиндромъ и въ конденсаторѣ; температура охлаждающей воды при вступленіи въ конденсаторъ и температура конденсата (или смѣси при конденсаціи смѣшенія). Нѣсколько разъ за время испытанія надо записать показаніе барометра, а въ случаѣ испытанія градирни еще температуру и влажность воздуха при вступленіи въ градирню. Одновременно съ указанными за-

песями производится съёмка индикаторныхъ діаграммъ на обоихъ концахъ каждаго цилиндра; на діаграммахъ выставляется номеръ по порядку, время снятія діаграммы и отмѣчается для какой полости какого цилиндра снята діаграмма.

Площади діаграммъ опредѣляются или полириымъ планиметромъ, или другимъ надежнымъ способомъ.

Діаметръ парового цилиндра, по возможности при температурѣ рабочаго пара, и ходъ поршня должны быть измѣрены въ натурѣ; діаметры поршневыхъ штоковъ должны быть принимаемы во вниманіе при опредѣленіи площадей поршня.

39. Расходъ пара опредѣляется путемъ взвѣшиванія или объёма питательной для котловъ воды (п. 26). Не допускается примѣненіе для питанія котла насосовъ, которые получаютъ паръ изъ того же котла, что и испытуемая машина, или отработанный паръ которыхъ идетъ на подогреваніе питательной воды для котловъ. При поверхностныхъ конденсаторахъ расходъ пара точнѣе опредѣляется по вѣсу конденсата. Опредѣленіе расхода пара только по индикаторнымъ діаграммамъ (по наполненію) не допускается, какъ неточное.

Вода, конденсирующаяся въ паропроводы, должна быть отдѣлена до вступленія въ машину и вычтена изъ расхода пара.

Вода, конденсирующаяся въ самой машинѣ: въ цилиндрахъ, паровыхъ рубашкахъ, рессиверахъ, относится къ расходу пара самой машиной и по возможности опредѣляется въ каждомъ мѣстѣ отвода воды (водоотводчики должны охлаждать полученную воду обязательно ниже 40° С во избѣжаніе повторнаго испаренія).

40. Для опредѣленія теплоты пара можно пользоваться формулою

$$606,5 + 0,305 t + c_p (t_n - t), \text{ гдѣ}$$

t_n температура перегрѣтаго пара, а t температура насыщеннаго пара, c_p въ среднемъ равно отъ 0,48 до 0,5.

Отсюда, зная расходъ пара, можно опредѣлить расходъ теплоты на 1 л. силу-часъ.

41. Герметичность поршней, клапановъ, золотниковъ, паровыхъ рубашекъ и пр. опредѣляется опытами надъ нагрѣтой машиной, при которыхъ паръ заставляють дѣйствовать по одну сторону поршня при закрѣпленномъ намертво маховикѣ; паръ примѣняется нормальнаго давленія; изслѣдуемое уплотненіе считается неплотнымъ, если паръ просачивается черезъ уплотненіе въ иной формѣ, чѣмъ легкій туманъ или мелкія капли воды.

Испытаніе электрическихъ машинъ

производится по „нормамъ испытанія электрическихъ машинъ и трансформаторовъ“, утвержденныхъ Всероссійскимъ электротехническимъ съѣздомъ (см., напр., въ книгѣ А. Скомороховъ. „Пособіе къ испытанію и изученію свойствъ электрическихъ машинъ и трансформаторовъ“, Кіевъ, 1914).