

Проект правил для испытания паровых машин и паровых турбин составлен в 1926 г. проф. А. Л. Радинг, рассмотрен Ленинградской под-комиссией и переработан в Комиссии по нормализации вес. теплотехн. уст. и униф. теплотехн. терминологии (см. Материалы к III всесоюзному теплотехническому съезду, Изд. бюро съездов, Москва 1926, вып. 9, стр. 3—12).

## VII. Двигатели внутреннего сгорания<sup>1)</sup>.

Перевод инж. М. А. Хайлова.

Под редакцией проф. С. И. Вишнякова.

### A. Общая характеристика.

Двигатели внутреннего сгорания служат для непосредственного преобразования (последовательно) химической энергии в тепловую и последней — в механическую. Они составляют особый класс тепловых двигателей, в которых — за счет тепла, выделяемого при сгорании (в замкнутом пространстве), рабочей смеси — совершается механическая работа, при чем, по завершении этого процесса, смесь подлежит замене.

Противоположности: машина, работающая нагреваемым воздухом с замкнутой циркуляцией рабочего тела, паровая машина.

Таким образом, здесь соединение кругового процесса с процессом смены горючей смеси, что представляет, кроме того, процессом образования последней, происходящим посредством смешивания топлива и воздуха внутри или вне рабочего пространства.

Круговой процесс и процесс смены горючей может быть произведен обычным путем, как во всех тепловых двигателях:

1) с регулярным кругооборотом температур, давлений и движений рабочего тела в рабочем пространстве — поршневых двигателях, или

2) без такого кругооборота (прямочность), как, например, в лопаточных двигателях (турбинах) или струйных насосах.

Смешанные типы: турбина быстрого сгорания, поршневой двигатель с турбокомпрессором или турбиной, работающей от охлаждающих газов.

#### а) Круговой процесс.

Он включает следующие процессы (см. Теплота: особые виды рабочих процессов в т. д., том I, стр. 516):

1) Подвод тепла (приращение энтропии) посредством сгорания топлива с повышением давления или увеличением объема (термохимическое преобразование энергии;

2) Отдача работы на порше или в лопатках, происходящая во время и после подвода тепла (термо-механическое преобразование энергии), связанная непосредственно

<sup>1)</sup> Литература. Gaidner, Проектирование и расчет двигателей внутреннего сгорания в газо-генераторных условиях. 1922 г. Kögner, Дизельстроение. Magg, Регулирование двигателей внутреннего сгорания. Lüffler-Riedler, Моторы жидкого топлива. 1922 г. Föppl-Strombeck, Быстроходные дизели. 1925 г. Ricardo, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. 1926 г. Heiler, Автомобиль (полное издание Jul. Springer). Берлин. 1925 г.

Grahnert, Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. 1922 г. Heldt-Isenhardt, Двигатели внутреннего сгорания (для транспорта). Winkler, Проектирование легких бензиновых моторов (для авиации). Deschamps-Kutzbach, Исследования, оценка и дальнейшее развитие авиационных моторов. Pätz, Охлаждение и смазка двигателей авиационные (полное издание R. C. Schmidt). Берлин.

Mit. Forschungsarb., Z. d. V. d. I. „Olmotor“, „Motorwagen“ и др.

Ср. также IV том I отд. Транспортное Автомобилестроение

посредством подвода тепла обычно с отнесением к нейшей затратой работы: сжатие, производимое поршнем или лопатками, для повышения возможной отдачи работы. Поршневые двигатели с постоянным механическим преобразованием движения в кривошипном мехе и т. п.

3) Отвод тепла (убыливание энтропии) — необратимый тепловой процесс (выпуск, охлаждение, лучевое излучение).

1. Подвод тепла посредством сгорания (термо-химическое преобразование энергии) В качестве горючих смесей служат как смеси воздуха с газообразными или жидкими, полностью сгорающими, соединенными углерода или водорода, так и твердые или жидкие углеводородные смеси, содержащие кислород и сильно увеличивающие свой объем при сгорании, за счет выделения газов; взрывчатые вещества, порох (в артиллерийском деле — пушки, ракеты и т. п.). Использование последних для промышленных целей, вследствие большой стоимости таких смесей исключается.

Способы образования рабочей смеси и производство воспламенения ее следующие:

а) предварительное образование смеси, при температуре ниже температуры воспламенения смеси и зажигание ее в надлежащий момент посредством специальных „запалов“: моторы, работающие с зажиганием горючего [например, моторы, работающие по циклу Отто, двигатели быстрого сгорания, турбины быстрого сгорания (см. ниже, стр. 762), артиллерийские орудия].

„Преджигательные вспышки“ рабочей смеси, опасные для двигателей, вызываемые остаточными газами, остатками масла или благодаря воздействию горючих деталей и т. д., могут быть разделены на: „обычные вспышки“ — во время хода в замкнутом и „внецилиндровые вспышки“ (слезное пламенение) — происходящие во время и благодаря сжатию; последние от адиабатной степени сжатия. При наличии достаточного времени и эо оно сконструированного прибора для образования смеси, можно достичь полного сгорания даже при незначительном избытке воздуха. Возможность распространения вспышки во всему объему любой горючей смеси определяется физическими свойствами, температурой, давлением и длиной пути вспышки.

б) Производство процесса сгорания смеси непосредственно с процессом ее образования, достигаемое при помощи специальных „горелок“ или высокой температурой сжатия — форсуночные моторы [например, дизели, моторы с каландной головкой, турбины постоянного давления (см. стр. 763), турбины].

Благодаря возможности регулирования перемешивания составных частей горючей смеси около форсунок при вращении достигается полное окисление х дм при целес сгорании; высокой скоростью и, следовательно, в пышек (да оно большее или отказ в вынык, или заповдала во мыша), в единств что степень сжатия безгранична. Так как в процессе сгорания необходимо бо шной избыток воздуха, чем полож и верхнее ограничивающее среднее давление; с другой стороны, при регулировке на нижней границе возможно заб ток воздуха любой величины.

Для достижения возможности в образовании в пышек, употребляется подогрев смеси, применяя для этого сильное сжатие (дизель) или за счет тепловой радиации стенок (моторы с каландной головкой); селения этого подогрева для различных топлив различна, например, для жидкого и твердого топлива требуется подогрев различной величины.

2. Механическое преобразование энергии. Механическое преобразование энергии или, что то же, передача работы от газа к рабочему механизму может происходить, в основном, следующими способами:

а) статически: при однопоршневом протекании процессов расширения и отдачи работы с любой величиной перепада давления (двигатели внутреннего сгорания с максимальным давлением в 20—80 ат,

орудия — с 2000 — 4000 ат), сопровождающаяся обычно в поршневых моторах быстрым переходом энергии от обладающего временно возвратным движением рабочего поршня через кривошипный механизм к валу.

Примеры поршневых моторов без передачи энергии через кривошипный механизм: а) мотор Langen'a, газовая помпа Humphrey (см. стр. 766) с гирлячским и неподвижным поршнем, маховое оружие. Моторы с вращающимися поршнями остаются, благодаря трудностям уплотнения и износу, до сих пор без использования.

б) д и п и ч е с к и: (сначала создание некоторой скорости за счет расширения рабочего тела, и далее отдача работы при небольшом перепаде давлений) в лопаточных моторах (т у р б и н а х) с непосредственной передачей работы на вал.

Затрата работы на сжатие происходит в обоих случаях или в поршневых, или турбокомпрессорах.

**Преимущества поршневых моторов:** так как при достаточно быстрой смене отдельных процессов средние величины внутренних температур и давлений не достигают значительных величин с точки зрения учета количества тепла, отводимого через стенки, и потери на неплотности (потери через зазоры), вследствие медленного расширения колебаний, то, несмотря на отдельные высокие значения температур и давлений теплового процесса, температуры стенок и потери вследствие неплотностей в поршневых моторах, в противоположность активным турбинам, весьма незначительны. Использование, при поршневом моторе, возможности объединения всего теплового процесса в одном рабочем пространстве уничтожает возникающие в турбинах потери на переделку горячих и сжатых до высокого давления газов в компрессоре, в пространные сгорания и в самой турбине. Поэтому турбина, главным образом, применяется лишь как лопаточная машина, работающая охлаждающими газами, или как турбокомпрессор для предварительного сжатия рабочего тела, примененная в части кругового процесса с низкими давлениями.

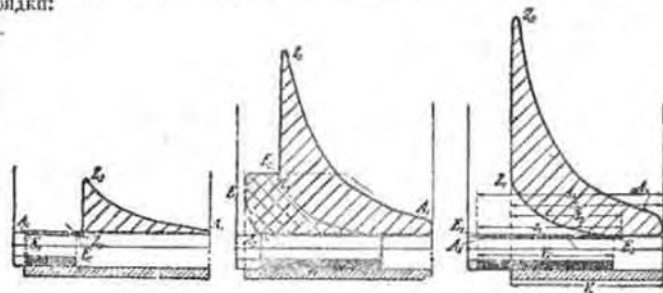
**Недостатки поршневых моторов.** Большая неравномерность рабочего давления на поршень и, соответственно, крутящего момента в рабочем механизме, требует введения соответствующего индуктора энергии (применяются маховики или специального расположения цилиндров для уравновешивания инерционных усилий и выравнивания крутящего момента). Главный нес мотора определяется максимальным значением величины  $P_{max}$  (прочность), в то время, как мощность зависит от средней величины  $P_{ин} \cdot V_{ин}$ , при чем величина скорости поршня  $v_{ин}$  ограничена проявлением инерционных сил и сил трения, отсюда большая нес единицы мощности и дороговизна изготовления больших поршневых моторов.

**3. Отвод „остатка“ тепла.** Необрабатанный в работу остаток тепловой энергии отводится из цилиндра частично через стенки (тепло стенок), другая часть уносится с отходящими газами (тепло выхлопных газов — „теплота выхлопа“) и рассеивается (вследствие смешивания выхлопных газов с окружающим воздухом, или благодаря выпрыскиванию воды, или поверхностному охлаждению) или, наоборот, подвергается дальнейшему использованию. Таким образом, в тепловом процессе производится только частичный „отвод“ тепла, большая же доля — при производстве процесса „смены“ рабочего тела.

### б) Процесс замены рабочего тела (процесс зарядки и выхлопа).

Процесс замены рабочего тела включает обычно и преимущественно в ту часть кругового процесса, где рабочее давление уравнивается с внешним давлением, при этом выхлопные газы выбрасываются из цилиндра в окружающий воздух, а взамен ему по всасывающему трубопроводу притекает порция свежего воздуха или по топливному трубопроводу — горючая смесь. Необходимо наличие: — выхлопных газов, свежей горючей смеси и топлива. К этому присоединяется часто очистка цилиндра при помощи продувочного воздуха от остаточ-

ных газов. В лопаточных моторах все газы подаются компрессором, т.-е. самой же турбиной. В поршневых моторах существует несколько методов для производства процесса замены рабочего тела или процесса зарядки:

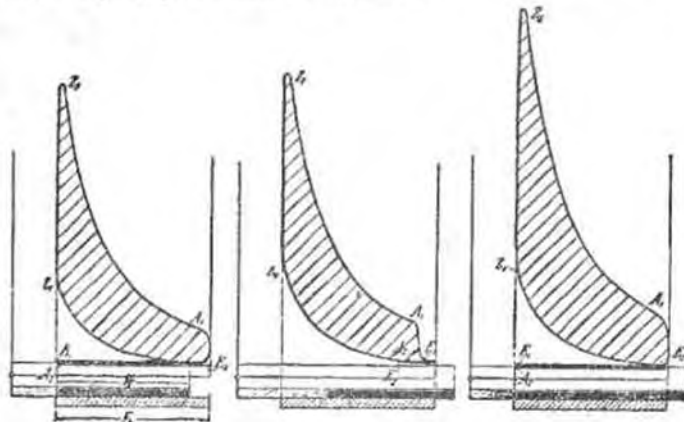


Фиг. 1009.

Фиг. 1010.

Фиг. 1011.

1) Принудительное попеременное выталкивание (выхлоп) и всасывание (зарядка) при помощи рабочего поршня, играющего, в данном случае, роль насосного плушера:



Косая штриховка — объем, описанный поршнем; точки — остаточные газы; черное — объем всасываемой смеси; горизонтальная штриховка — продукты.

Фиг. 1012.

Фиг. 1013.

Фиг. 1014.

а) процесс зарядки и рабочий процесс в одном ходе, выхлоп — в противоположном (2-тактный процесс) 2) без предварительного сжатия, сгорание вызывается специальными зажигающими присоединениями (Фиг. 1009) (Langen, орудия), 3) с предварительным сжатием рабочей смеси в особых компрессорах, сгорание, вызываемое помощью

зажигающих приспособлений или горелок (Brenner) (фиг. 1010), до сих пор особого значения не имеет;

б) процессе зарядки и рабочий ход в разделенных друг от друга ходах: весь процесс заключен в 4-х тактах с холостым сжатием, а) с выхлопом остаточных газов (фиг. 1011) Atkinson, пойма Шимпфрейга: ход зарядки —  $s_1$ , ход сжатия  $s_2$ , рабочий ход  $s_3$  и ход выхлопа зарядки  $s_4$  — отделены друг от друга, б) с циркулированием остаточных газов по пространству сгорания (фиг. 1012) (Otto); все ходы одинаковы, количество оставшихся газов определяется степенью сжатия, самое простое, а потому и самое распространенное решение для поршневых моторов с кривошипным механизмом, в) такие же моторы, но с процессом предварительного сжатия, совершающимся в специальных компрессорах, имеющих свою целью увеличение заряда.

2) Одновременное выталкивание выхлопных газов и втеkanie свежего заряда, совершающееся во впадине мертвой точки, за счет вращательного момента давления, создаваемого продувочным насосом или за счет отсасывания. Двухтактная форма кругового теплового процесса (фиг. 1013). Промежуточное, между пунктами 1 и 2, решение: очистка цилиндра от остаточных газов, совершающаяся при 4-тактном моторе во внутренней мертвой точке, при помощи продувочного воздуха, служащего одновременно для наддувки (увеличения наполнения) (фиг. 1014), (Plesner, MAN и многие другие. Этим достигается увеличение мощности).

Если  $t_m$  и  $P_m$  обозначают средние во времени значения температуры и давления, то при 4-тактном процессе (фиг. 1011 и 1012)  $t_m / t_{\text{шаг}}$  и  $P_m / P_{\text{max}}$  получаются меньше, чем в 2-тактном, что является очень благоприятно на температуры стенок (трещины и преждевременные вспышки) и на ухудшающие свойства поршневых колец, и неблагоприятно на равномерность работы и использование материала в рабочем цилиндре (вес). Так процесс на фиг. 1012 (Otto) получил преимущественное распространение, благодаря наличию специального компрессора и применению простого кривошипного механизма.

При применении продувки (фиг. 1013)  $P_m / P_{\text{max}}$  получается, при отнесении продукции на тот же ход, в 2 раза больше, чем возможно при 4-такте, и наряду с этим столь же простое управление процессом выхлопа и зарядки при помощи самого поршня. Для совместного обслуживания многих цилиндров могут быть легко построены отдельно расположенные поршневые компрессоры или турбокомпрессоры.

В моторах, работающих с заряженными смесями, применение горячей смеси для производства продукции затруднительно, во избежание опасности образования преждевременных вспышек, получающихся благодаря воздействию выхлопных газов на свежую смесь. Количеством регулирования невозможно; может быть осуществлена только лишь количественная регулировка (см. стр. 711 и 729). Потери при такой продукции свежего воздуха и газа трудно устранить. (Затруднительно промежуточное между остаточными газами и смесью включение продувочного воздуха). Более высокое  $t_m / t_{\text{шаг}}$  увеличивает опасность возникновения преждевременных вспышек и образование трещин в стенках. Поэтому этот процесс, помимо небольших зарядных моторов при работе их на трудно воспламеняемых смесях (возможности газ), применяется исключительно в моторах с самовоспламеняемым топливом. Отдельный продувочный агрегат часто, ради простоты устройства, заменяется рабочим же поршнем, сжимающим продувочный воздух другой своей стороной (или применяется двухсторонний поршень — дифференциальный поршень), как, напр., в 2-тактных двигателях с заданным поршнем.

## В. Расчет и конструкции поршневых моторов.

### а) Основания расчета.

Для расчета и сравнения отдельных поршневых моторов по общему образцу применять для различных рабочих цилиндров „приведенный“

к 1 объем, описываемый поршнем (= рабочему объему  $V_h$ , вычисленному через рабочий ход  $s_p$ , см. фиг. 1011).

$$A_0 = A / V_h \text{ — литровая работа в } \text{кгм/л,}$$

$$N_0 = N / V_h \text{ — мощность в Р. С. Л.}$$

$M_0 = M / V_h$  — крутящий момент, отнесенный к 1 литру объема цилиндра в  $\text{кг см/л}$ ,  
 $O_0$  — пористость, отнесенная к литру объема цилиндра в  $\text{дм}^2/\text{л}$ ,  
 $\sigma_0$  — литровая вес в  $\text{кг/л}$ .

### Дальнейшие обозначения:

$n$  — число ходов поршня  
 $n_0$  — число рабочих ходов поршня

для одного рабочего объема в минуту,

$$n_0 = n \text{ — для двухтактных моторов}$$

$$n_0 = n/2 \text{ — для четырехтактных „}$$

$$n_0 = n/3 \text{ — для шеститактных „}$$

для одного четырехтактного авиомотора с противоложностью движущимся поршнями при  $+n = 1000$  и  $-n = 500$  имеем  $n = 1500$ , следовательно,  $n_0 = 750$ .

$$B \text{ — часовой расход топлива}$$

$$h_m \text{ — начальная теплотворная способность топлива в ккал.}$$

Отнесенная к одинаковым единицам ( $\text{м}^2, \text{л, кг}$ ).

$$Q = \frac{B \cdot h_m}{60 \cdot n_0} \text{ — расход тепла в ккал, отнесенный к рабочему ходу цилиндра,}$$

$$Q_0 = \frac{B \cdot h_m}{V_h \cdot 60 \cdot n_0} \left\{ \begin{array}{l} \text{— расход тепла в ккал, отнесенный к 1 л рабочего объема и одному} \\ \text{рабочему ходу,} \\ \text{— литровое тепло мотора, сокращенно „литровое тепло“ в ккал/л,} \end{array} \right.$$

— теплотворная способность свежайшей смеси в ккал/л при нормальном состоянии ( $15^\circ$  и 1 ат).

— нормальное литровое тепло, вычисленное по нижней теплотворной способности топлива.

$$Q_g \left\{ \begin{array}{l} \text{— общий коэффициент наполнения или отношение количества} \\ \text{тепла, действительно содержащегося в 1 л рабочего объема} \\ \text{одного рабочего хода, и теплу, содержащемуся в 1 л смеси} \\ \text{при нормальном состоянии.} \end{array} \right.$$

$$\lambda = Q_0 / Q_g \text{ — общий коэффициент наполнения или отношение количества}$$

тепла, действительно содержащегося в 1 л рабочего объема одного рабочего хода, и теплу, содержащемуся в 1 л смеси при нормальном состоянии.

$$W = B \cdot h_m / N \text{ — расход тепла в ккал/Р. С. Л.}$$

$\gamma_w$  — коэффициент использования тепла (экономический коэффициент полезного действия),

$P_m$  — среднее рабочее давление в ат, } отнесенное к одному рабочему ходу.

$(P_m)$  — среднее рабочее давление в  $\text{кг/м}^2$ .

$W, \gamma_w$  и  $P_m$  — относятся всегда к определенному состоянию передачи энергии, например: к низшему работному — перед механическим преобразованием энергии ( $W_g, \gamma_{w1}, P_m1$ ) или к полезной части работы поршня (полезная или эффективная работа) — после механического преобразования энергии ( $W_e, \gamma_{we}, P_me$ ).

### Основные уравнения.

#### Поглощение тепла.

Литровое тепло

$$Q_0 = \lambda \cdot Q_g = \frac{B \cdot h_m}{V_h \cdot 60 \cdot n_0} \dots \dots \dots (1)$$

Так как

$$W = \frac{B \cdot h_m}{N}, \text{ то } \frac{Q_0}{W} = \frac{N}{V_h \cdot 60 \cdot n_0} = \frac{N_0}{60 \cdot n_0}$$

## Отдача тепла:

Литровая работа:

$$A_0 = \frac{A}{V_h} [\text{kg} \cdot \text{m} / \text{l}] = \frac{(p_m) [\text{kg} / \text{m}^2] (V_h) [\text{m}^3]}{V_h [\text{l}]} = 10 p_m [\text{at}].$$

Литровая мощность:

$$N_0 = \frac{N}{V_h} = \frac{A_0}{75} \cdot \frac{n_a}{60} = \frac{p_m \cdot n_a}{450},$$

так что

$$N = p_m \cdot n_a \cdot V_h / 450 \text{ или } p_m = 450 N_0 / n_a = 27000 Q_0 / W \dots (2)$$

Так как  $N = M [\text{kg} \cdot \text{cm}] \cdot \omega / 7500$ , то для четырехтактного мотора средний крутящий момент

$$M [\text{kg} \cdot \text{cm}] = 80 \cdot p_m [\text{at}] V_h [\text{l}] \text{ или } M_0 = 80 p_m \dots (3)$$

## Коэффициент полезного действия и расход.

$$\eta_{cp} = \frac{1}{427} \cdot \frac{A_0}{Q_0} = \frac{10 \cdot p_m}{427 \cdot Q_0}, \text{ так что } p_m = 42,7 \eta_{cp} \cdot Q_0 \dots (2a)$$

Далее, так как 1 P. S. h = 632 kcal, то, следовательно:

$$\eta_{cp} = 632 / W \text{ и расход тепла } W = 632 / \eta_{cp} [\text{kcal} / \text{P. S. h}] \dots (4)$$

1. Поглощение тепла в рабочем цилиндре. Поглощение тепла в рабочем цилиндре зависит по уравнению (1) от нормального литрового тепла  $Q_0$  и общего коэффициента наполнения  $\lambda$ .

Теплотворная способность  $Q_0$  для 1 смеси вычисляется, как средняя величина, по свежее подведенным составным частям смеси (без учета остаточных газов) даже тогда, когда, как например, в моторах с самовоспламенением, равномерной смеси совершенно не имеется.

$Q_0 = \varphi \cdot Q_{ch}$ , где  $Q_{ch}$  — теплотворная способность, достигаемая при полном сгорании и при отсутствии избытка кислорода или воздуха. Если  $V_B$  нормальный ( $15^\circ$  и 1 ат) объем в литрах одного kg газообразного топлива,  $(V_L)_{\min}$  — наименьший объем воздуха, требующийся для производства полного сгорания топлива и  $\mu = V_L / V_B$  коэффициент смешения, то

$$Q_{ch} = \frac{h_u}{(V_L)_{\min} + V_B} = \frac{h_u / V_B}{\mu_{\min} + 1}.$$

При очень большом  $\mu$ , например, при обращениях в пар углеводородах, можно подставить  $Q_{ch} = h_u / (V_L)_{\min}$ .

Таблица 1 показывает значения  $h_u / V_B$ ,  $\mu_{\min}$  и  $Q_{ch}$  для различных испаряемых и газообразных топлив.

Границы содержания топлива: если только  $\mu$  и  $\mu_{\min}$  известны, то значение величины  $\varphi$  получается из  $\varphi = \frac{\mu_{\min} + 1}{\mu + 1}$  или,

если  $\mu$  велико,  $\varphi \approx \frac{\mu_{\min}}{\mu}$ . Для  $\varphi < 1$  (тогда, бедная смесь)  $Q_0$  соответственно уменьшается, для  $\varphi > 1$  (жирная, богатая смесь) горение не может проходить полностью, это значит, коэффициент химического

Таблица 1. Характеристика топливных смесей.

Топливо.	$h_u$ kcal/kg	Пар (газ) в нормальном состоянии		$(V_L)_{\min}$ л/kg	$\mu_{\min} = (V_L / V_B)_{\min}$	$Q_{ch}$ kcal/l	
		$V_B$ л/kg	$h_u / V_B$ kcal/l				
$(C_m)$	8100	(твердый)		9700		0,835	
$(H_n)$	28 700	(жидкий)		29 100		0,960	
И	Алкоголь чист. . . . .	6 400	650	9,8	7 600	11,7	0,770
	" 80% . . . . .	4 860	900	5,4	6 100	6,8	0,683
	Бензол . . . . .	9 590	270	35,5	11 200	41,5	0,835
	Нафталин . . . . .	9 370	170	55	10 900	64	0,845
	Бензин } . . . . .	от 10 600	ок. 220	ок. 48	от 12 800	ок. 57	ок. 0,830
	Керосин } . . . . .	до 10 200	—	—	до 12 200	—	—
	Газоль . . . . .	ок. 10 000	ок. 200	ок. 50	ок. 12 000	ок. 60	0,820
	Пентан $C_5H_{12}$ . . . . .	10 850	256	42,5	12 900	50	0,830
	Гексан $C_6H_{14}$ . . . . .	10 670	216	49,5	12 850	59	0,825
	Гептан $C_7H_{16}$ . . . . .	10 660	188	56,8	12 800	68	0,825
И	CO . . . . .	2 440	874	2,800	—	2,38	0,830
	H <sub>2</sub> . . . . .	28 700	12 100	2,360	—	2,28	0,700
	CH <sub>4</sub> . . . . .	11 900	1 525	7,820	—	9,52	0,745
	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> . . . . .	11 600	940	12,360	—	11,9	0,960
	Светильный газ . . . . .	ок. 9 000	ок. 2 000	ок. 4,500	—	ок. 5,2	0,740
	Болотный газ . . . . .	3 580	ок. 1 550	ок. 2,300	—	ок. 2,1	0,740
	Генерат. газ . . . . .	1 100	ок. 1 000	ок. 1,100	—	1,0—1,2	0,550
	Колошник. газ . . . . .	до 1 300	до 1,300	до 1,300	—	до 0,590	0,510
		ок. 765	850	ок. 0,800	—	ок. 0,75	0,510

Примечание. Дальнейшие данные см. I том, ст. 1011. (Данные из различных источников обозначают незначительные отклонения).

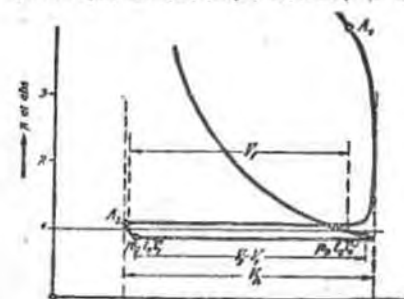
выделения энергии должен быть  $\eta_{ch} < 1$ . Полное сгорание до CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O действительно возможно только при бедных смесях, т. е. при известном избытке воздуха и при тесном смешивании горячего с воздухом, поэтому, если в интересах расхода тепла должно быть  $\eta_{ch} = 1$ , то необходимо иметь:

$$\begin{cases} \text{для моторов, работающих с зажатием} \\ \text{рабочей смеси} \dots \dots \dots \left\{ \varphi < 0,85 \text{ до } 0,90, \right. \\ \text{для моторов с самовоспламенением} \\ \text{смеси} \dots \dots \dots \left\{ \varphi < 0,65 \text{ до } 0,70. \right. \end{cases}$$

При вполне или частично богатых углеводородных смесях ( $\varphi \geq 1$ ) выделяется большее или меньшее количество сажи, что затрудняет эксплуатацию, не делая ее все же совсем невозможной. В смесях, богатых содержанием водорода (болотный, светильный, генераторный и колошниковый газы),  $\varphi$  имеет верхнюю границу, определяемую скоростью сгорания или, иначе, опасностью возникновения преждевременных и резких вспышек, которая увеличивается при возрастании содержания в смеси H<sub>2</sub> и падает при возрастании CO<sub>2</sub>. Поэтому, например, при среднем светиль-



ном газе  $\varphi < 0,7$ , так что  $Q_g \approx 0,7 \cdot 0,740 \approx 0,520$ .  $\varphi$  ограничено также и снизу величиной скорости сгорания, если последняя обеспечивает однопременную всеместную вспышку (1 том, скорость сгорания, стр. 577).



Фиг. 1015.

ландра двигателя: ( $\lambda_T \lambda_p$ ) и наполнения во время хода всасывания ( $\lambda_s$ ), включая дополнительную зарядку, перетекание и вытеснение остаточных газов при помощи свежего газа. Сравни таблицу 2.

Приняв обозначения по фиг. 1015, имеем объем действительно засосанных газов (эффективный объем) в нормальном состоянии  $V_g = \frac{V_2 \cdot p_2 \cdot 288}{T_2} - \frac{V_1 \cdot p_1 \cdot 288}{T_1}$ , где  $T_1$  и  $T_2$  (не подпадавшие измерению) средние значения абсолютных температур газа. Для исследования процесса проще сделать допущение, что остаточные газы отделены от свежих газом подвижной и теплопроводящей стенкой.

Тогда  $V_g = \frac{(V_2 - V_1) \cdot p_2 \cdot 288}{T_a + \Delta t_1} = V_f \frac{288}{T_a + \Delta t_1}$ , где  $T_a$  — температура смеси до по-

ступления в мотор,  $\Delta t_1$  — приращение температуры смеси в цилиндре мотора за счет тепловой радиации стенок (исключая подогрев благодаря перемещению с остаточными газами). G i b s o n получил для одного авиационного мотора следующие данные:

при  $n = 1600$       1800      2000  
 $\lambda = 0,77 - 0,83$      $0,75 - 0,81$      $0,7 - 0,77$ .

Большие значения  $\lambda$  определены при больших степенях сжатия.

Таблица 2. Значения  $\lambda$  при 4-тактном процессе и полной нагрузке.

Моторы	Вид распределения	$\lambda$
Тихоходные	Механическое	0,80—0,88
	Автоматическое	0,75—0,80
Быстроходные	Механическое	0,75—0,80
	Автоматическое	0,65—0,75
С воздушным охлаждением	Автоматическое	0,50—0,65

Пример вычисления литрового тепла: 4-тактный мотор имеет, при полной нагрузке и  $n = 400$ , расход топлива  $H = 6,5$  кг/л. топливом берем, исходя из теплотворной способности которого  $H_{th} = 9700$  kcal/kg. Размеры: 2 цилиндра

Эта нижняя граница  $\varphi$  для различных топлив и величин предварительного сжатия будет различна. Фиг. 1027 показывает границу воспламенения по Эйтнеру для смеси топлива с воздухом при 1 ат. В моторе эти границы немного смещаются.

Общий коэффициент наполнения  $\lambda = Q_0/Q_g = V_d/V_h = \lambda_T \cdot \lambda_p \cdot \lambda_f \dots (5)$

$\lambda$  зависит от колебаний температуры и давления относительно нормального состояния снаружи и внутри цилиндра двигателя.

диам. = 150 мм, ход = 210 мм, что дает  $V_h = 7,4$  л,  $n_a = 360$  и по уравнению (1)  $Q_0 = 0,750$  kcal/l. Если бы принять  $\lambda = 0,80$ , то было бы  $Q_0 = 0,80 \cdot \varphi \cdot Q_{ch}$  и так как по таблице 1,  $Q_{ch}$  для бензола равно примерно 0,835, то  $\varphi = 0,750/(0,80 \cdot 0,835) = 1,12$ . Мотор работает, следовательно, с излишне богатой смесью, топливную форсунку должна быть уменьшена.

Влияние внешних условий:  $\lambda_T \lambda_p$ . Влияние внешней температуры  $\lambda_T$  и давления воздуха  $\lambda_p$  на отклонение весового количества всосанного газа или воздуха, против величины, соответствующей нормальному состоянию, бывает часто весьма значительным  $\lambda_p = (273 + 15^\circ) :$

$(273 + t_a)$ , так что для

$t_a = +30^\circ$	$+15^\circ$	$0^\circ$	$-15^\circ$
$\lambda_p = 0,95$	1,0	1,05	1,12
и % %	-5	—	+12.

Болезнь низкие температуры значительно улучшают  $Q_0$ , а вместе с тем и  $p_m$ .

Изменение внешней температуры  $\Delta t_a = 3^\circ$  соответствует изменению  $Q_0$  примерно на 1%. При производстве опытов с авиационным мотором G i b s o n нашел, что действие изменения  $\Delta t_a$  на мощность мотора частично погашается другими влияниями, так что для изменения мощности на 1% необходимо изменение  $\Delta t_a = 7^\circ$  (на высоте 5000 м —  $\Delta t_a = 4,2^\circ$ ).

Влияние барометрического давления и высоты положения установки мотора  $\lambda_p = p_{ab}/1 = b/736$ , где  $b$  высота барометрического давления в мм ртутного столба.

Это влияние имеет большое значение при установке моторов в горах и плоскогорьях, и особенно для авиационных моторов. Таблица 3 дает влияние на  $\lambda$  при эксплуатации мотора на различных высотах, при средних годовых величинах давления воздуха и температур на данной высоте.

Таблица 3. Влияние высоты на коэффициент наполнения.

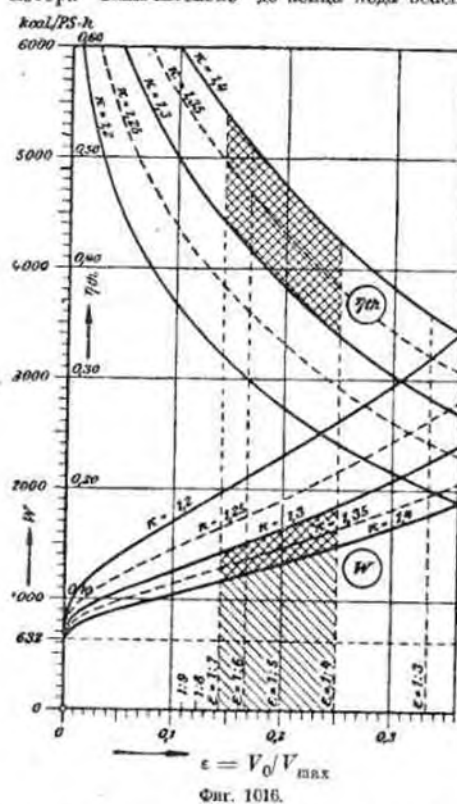
Высота эксплуатации мотора над морем м	Средние годовые		$\lambda_a \cdot \lambda_p$	Высота эксплуатации над морем м	Средние годовые		$\lambda_a \cdot \lambda_p$
	$t_a^\circ$	$b$ мм рт. столба			$t_a^\circ$	$b$ мм рт. столба	
0	+16	762	1,02	4000	-10	462	0,666
500	+7,5	717	0,969	4500	-12,5	433	0,63
1000	+5	675	0,918	5000	-15	405	0,586
1500	+2,5	634	0,873	5500	-17,5	379	0,562
2000	0	596	0,827	6000	-20	355	0,532
2500	-2,5	560	0,785	6500	-22,5	332	0,502
3000	-5	525	0,742	7000	-25	310	0,474
3500	-7,5	493	0,704				

Для полезной мощности при больших высотах имеет значение, что работа трения  $N_f$  мало зависит от барометрического давления и, следовательно,  $N_e = \lambda_p N_i - N_f$ , т.е. в результате  $N_e$  сильно уменьшается с барометрическим давлением. Поэтому при установках

моторов для работы на больших высотах целесообразно применить нагнетание воздуха.

Влияние „внутренних условий“ работы мотора:  $\lambda_{T_1}$ ,  $\lambda_{P_1}$ ,  $\lambda_T$

а) Изменения температур на  $\Delta t_f^{\circ}$ , продолжающиеся внутри мотора включительно до конца хода всасывания, происходят, благодаря влиянию стенок трубопроводов, клапанов и горячих стенок цилиндра, при жидком топливе, а при карбюрации топлива, за счет теплоты испарения топлива и частичного предварительного подогрева топлива от горячих стенок.



б) Изменения давления внутри двигателя против атмосферного подлежат рассмотрению при использовании сжатого воздуха (или смеси), применяемого с целью повышения мощности ( $\lambda_{P_1} > 1$ ) или для выравнивания влияния низкого барометрического давления на работу аннационных моторов.

$\lambda_P$  целесообразно относить к среднему давлению перед регулировкой или дроссельным приспособлением. Изменения давления в этих приспособлениях и за последними проце предусматривать в коэффициентах наполнения  $\lambda_T$ , относим последний опять к внешнему давлению перед этими приспособлениями.

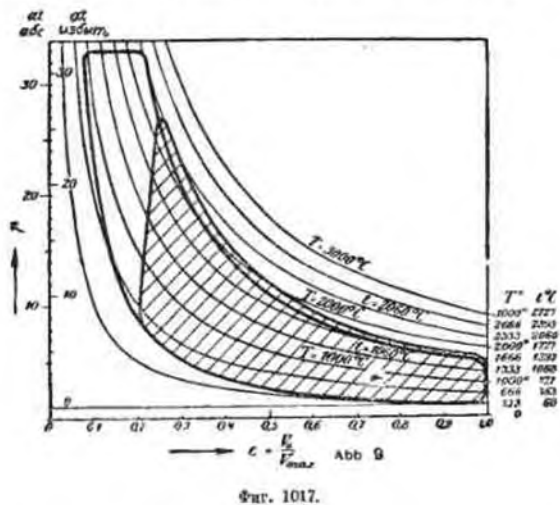
в) Коэффициент наполнения  $\lambda_T = V_T : V_h$ . На фиг. 1009—1014 изображен объем наполнения  $V_T$

по отношению к объему хода  $V_h$ . Он может быть определен для нормальных четырехтактных моторов по атмосферной линии индикаторной диаграммы, снятой при слабой пружинке (фиг. 1015), и зависит, главным образом, от сопротивлений при проходе через клапана, стр. 733.

Изменение отдачи тепла в целях регулировки. Возможность понижения дитрового тепла, за счет уменьшения  $\lambda_T$  или  $\varphi$  согласно выраже-

нию  $Q_0 = \lambda \cdot \varphi \cdot Q_{ch}$ , привада к регулировке наполнением ( $\lambda_T$  — регулировка, количественная регулировка) и к регулировке качеством смеси или, иначе к регулировке ее теплотворной способности ( $\varphi$  — регулировка, качественная регулировка), как наиболее простым методам регулировки (смотри ниже: регулирование стр. 729).

2. Отдача работы и расход тепла. Коэффициентом полезного действия процесса преобразования термодимической энергии в механическую служат  $\eta = (W_1 - W_2) : W_1 = 632 / W_1$  — где:  $W_1$  количество подведенного тепла,  $W_2$  — общее количество отведенного тепла,  $W_1 - W_2$  количество тепла, превращенного в механическую энергию, все в kcal и отнесено к 1 P. S. h. Для кругового процесса, протекающего без подвода и отвода тепла (адиабатически), и без помехения за время одного цикла массы рабочего тела, между полнотронами сжатия и расширения и



двумя одинаковыми линиями подвода и отвода тепла, имеем по 1 тому, Телпта (особые процессы, стр. 516).

$\eta_{th} = 1 - (V_0 / V)^{k-1} = 1 - \epsilon^{k-1}$  и  $W_{th} = 632 : \eta_{th} = 632 : (1 - \epsilon^{k-1})$ .

$W_{th}$  — теоретический минимальный расход тепла в совершающемся без потерь процессе механического преобразования энергии. Фиг. 1016 показывает изменение величины  $\eta_{th}$  и  $W_{th}$  в зависимости от изменения степени сжатия  $\epsilon$  при различных показателях политроп тел различных теплоемкостей и удельного веса двухатомных газов с  $k = 1,4$  (для углекислоты и метана — 1,3). Величинам употребляемых степеней сжатия  $\epsilon$ , смотри таблицу 6, стр. 724.

Показатель  $x$  полноты, вообще говоря, уменьшается с увеличением температуры газа, но главное уменьшение идет с увеличением объема тепла в стени, так что расход тепла на одно и тоже количество работы, или на одинаковую площадь  $pU$  диаграммы, возрастает с увеличением температуры. Средние величины  $x$  и  $W_1$  могут быть определены с помощью кривой изменения температур (фиг. 1017); при точных подсчетах необходимо учитывать изменение при сгорании газовой постоянной (коэффициент мол. веса).

Неустраиваемые отклонения от идеального процесса и наличие ряда потерь обуславливают полученные опытных данных расход тепла, значительно превышающих вычисленные из анализа теоретического кругового процесса. Отклонения и потери эти следующие:

1) „Химические“ потери, — обусловленные неполнотой сгорания по причине неоднородного перемешивания или вследствие наличия высокого содержания топлива (недостаток воздуха) — могут быть выражены через „химический коэффициент полезного действия“  $\eta_{ch}$  процесса сгорания, устанавливаемый анализом отходящих газов в соответствии с составом горючего. Сюда же относятся также потери топлива за счет продувки, если таковая совершается при помощи свежей смеси; таковая особенно значительна в 2-тактных моторах, работающих по циклу Отто.

2) Потери благодаря неполноте диаграммы, которые возникают вследствие:

а) Немгновенного протекания процесса сгорания: линия сгорания не ограничивается положением поршня в мертвой точке; наоборот, для его производства требуется некоторый период времени и, следовательно, соответствующий ему угол поворота кривошипа, величина которого определяется: в моторах, работающих по циклу Отто, скоростью сгорания смеси, а в моторах, работающих с самовоспламенением смеси, кроме того, и законом подачи топлива, или образования смеси, и скоростью его испарения<sup>1)</sup>. Соответствующая линия постоянного объема находится по фиг. 1018 — 1019, после сравнения площадей  $A$  и  $B$ , ограниченных адиабатами сжатия и расширения, так что  $V_0' > V_0$ ,  $\varepsilon' > \varepsilon$  и соответственно чему также увеличивается требуемое количество тепла —  $W_1$ .

б) Теплопроводности стенок, вследствие которой тепло, воспринимаемое ими за счет теплопередачи и лучеиспускания, во время сгорания и расширения, не возвращается полностью за время хода всасывания и сжатия, и уходит наружу.

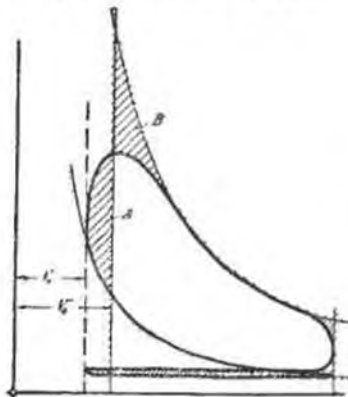
Потери тепла стенками, по отношению к  $Q_0$ , зависят от  $\Delta t^{\circ} a O_0 : n$ , т. е. от увеличивающегося с возрастанием количества литрового тепла, температурного перепада  $\Delta t^{\circ}$  и среднего суммарного коэффициента теплопередачи  $a$ , определяющего собой условия перехода тепла внутри цилиндра наружу, продолжительности периода сгорания (таким образом, обратно пропорционально числу оборотов  $n$ ) и величине „литровой поверхности“ пространства сгорания  $O_0$ . „Литровая поверхность“  $O_0$ , т. е. отношение наружных поверхностей цилиндров, поршней и клапанов

<sup>1)</sup> По последним исследованиям процесса сгорания тяжелых жидких топлив в среде высококачественного воздуха температура самовоспламенения этих топлив лежит ниже температуры их испарения.

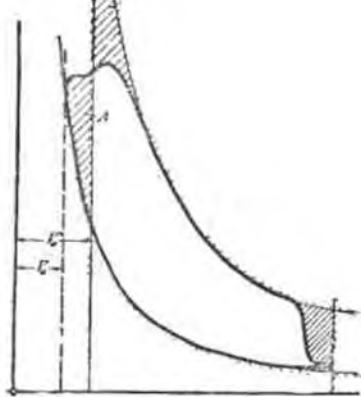
Таким образом эти исследования указывают на совершение сгорания в дизелях без предельного испарения.

к объему хода пространства сгорания определяют, смотря по способу охлаждения их воздухом, маслом, или за счет металлической теплопроводности и продолжительности их времени действия, различные величины отвода тепла (см. Охлаждение); точная закономерность этого процесса до сих пор точно не установлена<sup>1)</sup>.

с) Потери за счет неплотности поршней и распределительных органов. Такого рода потери бывают часто весьма значительны там, где наличие неплотности вполне очевидно и трудно устранить, например у внутренних поршней моторов 2-го действия, у выхлопных клапанов и у выхлопных щелей 2-тактных моторов; величина этих потерь все же весьма неопределенна. Все потери от а) до с) действительного процесса против теоретического целесообразно объединить в коэффициент неполноты диаграммы  $\eta_{gr}$ , так что устанавливаемый по индика-



Фиг. 1018.



Фиг. 1019.

торной диаграмме термический коэффициент полезного действия кругового процесса равен  $\eta_{th} = (\eta_{th} \cdot \eta_{gr})$ . Цифровое значение величин  $\eta_{th}$  и  $\eta_{gr}$  и некоторых случаях установить довольно трудно;  $\eta_{gr}$  может достигать до  $\eta_{gr} = 0,85 - 0,90$ .

3) Гидравлические потери или потери при процессах течения газов, возникающие при производстве процесса замены заряда, выражаются через  $\eta_h$  (гидравлический коэффициент полезного действия). Эти, поддающиеся вычислению, потери мощности  $N_h$ , обозначенные на фиг. 1018 и 1019 узкой штриховкой, возникают и в трубопроводах,

<sup>1)</sup> См. H u s s e i t, Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания Z. d. V. d. I. 1923, стр. 692.

в регулирующих, смешивающих и распределительных органах во время всасывания и выхлопа. К предыдущим потерям, и случае отдельно установленных компрессоров, присоединяются также имеющиеся в последних потери всасывания и пагнетания; потери эти могут быть очень велики; при поршневых компрессорах они устанавливаются индифферентно. Потери течения или насосные потери, могущие также значительно изменить коэффициент наполнения (если их выявить путем производства точного определения индикаторной мощности), выключаются; они могут, при отдельно установленных компрессорах, во много раз превышать механические потери  $N_p$  (4). При точных последовательных разделении и специальном установлении всех насосных потерь  $N_h$  все же весьма желательно.  $\eta_h$  не зависит от высоты барометрического давления (высотные моторы) и для хороших 4-тактных моторов достигают при полной нагрузке величины  $\approx 0,94 - 0,96$ , для 2-тактных моторов, в зависимости от величины давления продувочного воздуха —  $\eta_h = 0,9$  до  $0,8$  и меньше; цифры даны от полной индикаторной мощности.

4) Механические потери или потери трения всего рабочего механизма: поршней, кривошипного механизма, вала, распределения, передач к насосам и к магнето — выражаются через  $\eta_m$  или через работу трения  $N_r$ . Величины механических потерь бывают, смотря по выполнению, числу, смазке и температуре скользящих поверхностей, весьма различны. При полной нагрузке  $\eta_m = 0,8 - 0,92$  для моторов, работающих по циклу Отто, и  $\eta_m = 0,7 - 0,85$ , смотря по конструктивным условиям смазки при разработанности двигателя, для моторов высокого давления, работающих с самовоспламенением смеси. Потеря на работу трения при небольшой нагрузке и невысоком барометрическом давлении (высотные моторы) получаются не значительно меньше, чем при полной нагрузке, так что  $\eta_m$  в этом случае сильно уменьшается.

Таким образом полный коэффициент выделения энергии, или экономический коэффициент полезного действия равен

$$\eta_{we} = (\eta_{th} \cdot \eta_{ch} \cdot \eta_g \cdot \eta_h) \cdot \eta_m = \eta_{we} \cdot \eta_m$$

и расход тепла

$$W_e = \frac{W_{th}}{(\eta_{ch} \cdot \eta_g \cdot \eta_h) \cdot \eta_m} = \frac{W_i}{\eta_m} \dots \dots \dots (6)$$

Задача конструкторов — достижение максимальной величины  $\eta_{we}$ , не ухудшая надежности эксплуатации. Испытание выполненных машин показывает действительно достижимые величины коэффициента полезного действия и расхода, которые могут быть положены в основание расчетов проектируемых машин.

Пример 1. Для одного авиационного мотора с  $\epsilon = 1:6$  был определен по достигнутому прокатированному пределом числу оборотов максимальный крутящий момент  $M = 80 \cdot P_{me} \cdot V_h$  (по уравнению (3) стр. 706), откуда  $P_{me} = 8,5$  ат, а по расходу топлива определяли  $Q_0 = 0,605$  kcal/l. Отсюда получается  $\eta_{we} = 8,5 \cdot (42,7 \cdot 0,605) = 0,33$  и  $W_e = 632$ ;  $\eta_{we} = 1915$ . А так как  $W_{th} = 632 \cdot (1 - \epsilon^{-k-1}) \approx 1500$ , то оценивая  $\eta_{ch} \cdot \eta_h \cdot \eta_m \approx 0,87$ , имеем коэффициент выполнения диаграммы  $\eta_g \approx 0,9$ .

2. Расчет 20-сильного мотора, работающего спиральным газом. Максимальная мощность 24 P. S. для максимальной нагрузки было принято  $\varphi = 0,7$ ;  $Q_{ch} = 0,740$  так что  $Q_0 = 0,580$  kcal/l. Далее, пусть  $\lambda = 0,85$  и  $W_e$  на основании опыта с подоб-

ными моторами = 2300 kcal/P. S. h. Тогда  $Q_0 = 0,85 \cdot 0,520 = 0,440$  kcal/l и по уравнению (2) стр. 706)  $P_{me} = 27000 \cdot Q_0 \cdot W_e = 5,2$  ат. Приняв  $n = 300$ , получаем  $N_e = P_{me} \cdot \eta_0 = 450 = 5,2 \cdot 150/450 = 1,72$  P. S. на 1 I объема рабочего хода поршня. Таким образом, для достижения мощности в 24 P. S. необходимо иметь рабочий объем двигателя  $\approx 24/1,72 = 14$  I, определенный при  $n = 300$  об/мин. Далее остается только выбрать конечные величинны размеров мотора.

3. 4-тактный газогенераторный двигатель двойного действия. Мощность 2000 P. S., при высоте над морем в 1000 м. По составу газа вычислено  $Q_{ch} = 0,580$ ;  $\lambda_f \cdot \lambda T_f$  может быть принята равной 0,82,  $\lambda_{p_0} \cdot \lambda_{p_0}$  легом, при барометрическом

давлении в 870 мм ртутного столба и  $i_0 = +30^\circ$  равно  $\frac{870}{736} \cdot \frac{288}{273+30} = 0,865$ . Для полной нагрузки можно принять  $\varphi = 0,85$ , так что  $Q_0 = 0,82 \cdot 0,865 \cdot 0,580 = 0,350$  kcal/l. Расход тепла  $W_i$  был замерен в этом двигателе = 2000 kcal/P. S. h, следовательно, при  $\eta_m = 0,90$ ,  $W_e = 2000/0,90 = 2220$  kcal/l P. S. h и  $P_{me} = 27000 \cdot 0,350/2220 = 4,25$  ат (вместо 4,95 при нормальном состоянии атмосферы). Вышеле целесообразно рассчитывать этот мотор, как нормальный мотор с  $p_e = 4,95$  и тогда для того, чтобы при соответственно одинаковых шатуне и ходе поршня перейти на требуемый род установки, необходимо увеличить площадь поршня в отношении 1/0,865, тогда силы по шатуну остаются одинаковыми; при этом  $V_h = 450 \cdot 2000/4,25 \cdot \eta_0$ , в I.

4. Двухтактный мотор, работающий с самовоспламенением топлива (дизель) — 300 P. S. в одном цилиндре.

Так как топливо вводится в цилиндр в жидком виде, то  $Q_{ch} = h_{ch}(V_c) \min = 10500/12500 = 0,840$ . Для этих двигателей  $\varphi \approx 0,65$ . Вследствие несовершенства продувки коэффициент наполнения для двухтактных моторов берется самое большое 3/4 от коэффициента наполнения для 4-тактного мотора, так что  $\lambda \approx 0,60$  и  $Q_0 = 0,60 \cdot 0,85 \cdot 0,840 = 0,330$ . Расход по опытным данным равен  $W_i = 1600$  kcal/P. S. h, без учета гидравлических потерь  $\eta_g$ ; 2-тактного мотора. Если принять  $\eta_h \cdot \eta_m = 0,90 \cdot 0,80$ , предположить наилучшее выполнение, то  $W_e = 2230$  kcal/P. S. h и  $P_{me} = 27000 \cdot 0,330/2230 = 4,0$  ат, для наибольшей мощности. При  $\eta_0 = n = 150$ ,  $V_h = 450 \cdot 300 (p_e - 150) = 225$  I. Это дает для выбора

$s = 700$	750	800	мм
$D = 640$	620	600	
$\eta_m = 3,5$	3,75	4,00	ш/сек.

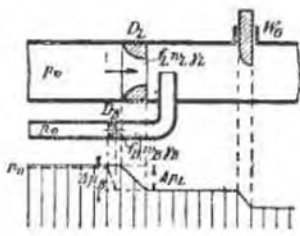
В таблице 6 стр. 724 содержатся данные средних величин необходимых для приближенного расчета нормальной мощности обычных моторов; при этом максимальная мощность может быть взята на 10—20% выше. Большие величины относятся к моторам с более высокими  $\eta_g$  и  $\eta_m$ , особенно в крупных двигателях с высокой скоростью поршня.

## б) Проведение процесса поглощения энергии.

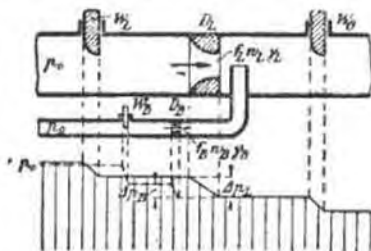
1. Приготовление рабочей смеси топлива с воздухом. Смешивающее устройство имеет целью произвести тесное и однородное смешивание газообразного (парообразного) или распыленного топлива с воздухом и образовать смесь, обладающую определенной скоростью сгорания. Для достижения этого процесс смешивания и диффузии обих составных частей смеси производится в наиболее удобном месте органов всасывания, работающих за счет разрежения, где струи обладают наибольшими, различными по направлению, скоростями, чтобы для наибольшего эффекта перемешивания) использовать ударные и вихревые явления. Часто это же достигается путем раздробления потока на отдельные струи или посредством введения "ступенчатого" процесса смешивания топлива с воздухом.



Теория всасывающих и смешивающих устройств (органов). На фиг. 1020 изображено смешивание воздуха с топливом позади насадки (сопла, форсунки)  $D$ , с площадью сечения  $f$ , коэффициент сужения которого  $= 1$  и не зависит от скорости  $w$ . В тех случаях, когда сопротивление потоку создано не «идеальным соплом», а клапаном-либо другим или несколькими дроссельными отверстиями (см. фиг. 1021), его действие может быть заменено действием сопротивления «идеального



Фиг. 1020.



Фиг. 1021.

сопла» с сечением  $f$  (величина сечения  $f$  находится легко из опыта), при чем все же, ввиду неопределенности коэффициента сужения, его размер не остается постоянным для всех расходов топлива. Дроссельное приспособление  $W_G$  (заслонка, дроссельный клапан или главный всасывающий клапан), изменяя проходное сечение и соответственно проходное сопротивление, регулирует тем самым количество протекающей смеси ( $\lambda, \rho$ ). Пренебрегая скоростями перед насадкой  $D$ , имеем отношение скоростей  $w_L$  и  $w_B$  в насадках  $D_L$  и  $D_B$ , вызванных соответственными перепадами давлений  $\Delta p_L$  и  $\Delta p_B$  равным:

$$\frac{w_L}{w_B} = \sqrt{\frac{\Delta p_L \cdot \gamma_B}{\Delta p_B \cdot \gamma_L}} \dots \dots \dots (7)$$

где  $\gamma_B$  и  $\gamma_L$  — удельные веса в устьях  $f_L$  и  $f_B$ .

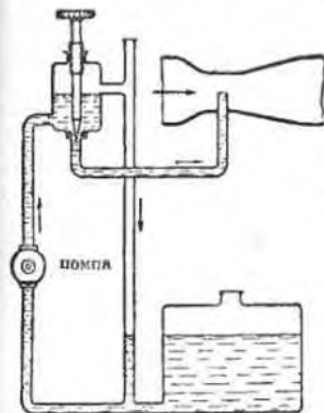
Для жидкости уравнение пригодно только при скоростях выше «верхней пограничной» или «критической» скорости (1 том, Механика, стр. 377). Коэффициент смешивания = отношению весовых частей:

$$\frac{G_L}{G_B} = \frac{f_L \cdot w_L \cdot \gamma_L}{f_B \cdot w_B \cdot \gamma_B} = \frac{f_L}{f_B} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_L \cdot \gamma_L}{\Delta p_B \cdot \gamma_B}} \dots \dots \dots (8)$$

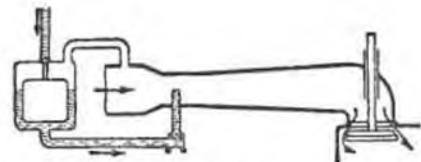
Сохранение постоянства состава смеси. Коэффициент смешения, устанавливаемый поперечными сечениями  $f_L$  и  $f_B$  остается, согласно уравнения (8), без изменения, при изменяющихся числе оборотов и мощности или при изменяющемся дросселировании, при помощи сопротивления  $W_G$ , только в этом случае тогда: а)  $\gamma_L : \gamma_B$  остается постоянным, что

1) Литература: К и в н, Распыливание жидкого топлива, Motorwagen 1924 и 1925 г.г.

безусловно всегда имеет место при газообразных топливах; б)  $f_L : f_B$  — не изменяется и в) статическое давление  $p_0$  в трубопроводе, перед дроссельным сопротивлением, остается все время одним и тем же. Последнее достигается: при газах — помощью ручного регулирования или автоматического регулятора давления, а при жидких топливах для этого используется перепуск топлива (фиг. 1022) или например поплавок (фиг. 1023). Таким образом, давление на поверхности топлива должно быть равным давлению воздуха перед воздушным соплом.

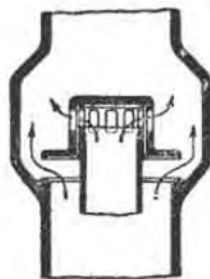


Фиг. 1022.

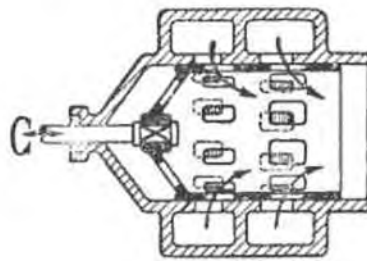


Фиг. 1023.

Преимущество перепада давления. Так как больший или меньший перепад давления, между давлениями в топливном и воздушном трубопроводе, часто, особенно в случае газообразных топлив, остается неустрани-



Фиг. 1024.

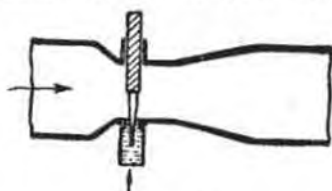


Фиг. 1025.

мым (уже вследствие колебаний в трубопроводах), то — для поддержания постоянства состава смеси — давление  $\Delta p$ , даже при наименьших мощностях и числах оборотов, должно быть постоянно больше этих временных колебаний и давлений. Чем больше  $\Delta p$  или соответствующая ему скорость в смешивающем устройстве, тем более не восприимчив коэффициент смешения к колебаниям давления, тем надежнее происходит управление

процессом сгорания и регулирование хода, если не касаться при этом преимуществ более тесного смешивания.

Меры для поддержания величины  $\Delta p$  (ради обеспечения однородности и доброкачественности смеси): а) употребление в целях достижения большого  $\Delta p$  без ухудшения  $\lambda_f$  диффузоров, выключаемых по мере сужающегося смешивающего насадка; б) самодействующие клапаны, при которых  $\Delta p$  остается, благодаря собственному весу клапана или благодаря натяжению пружины, достаточно высоким, даже при ограниченных мощностях (фиг. 1024, пример: смешивающий клапан Кертинга); в) смешивающий клапан с принудительным движением, при котором  $f_L$  и  $f_B$  уменьшаются по мере надобности от регулятора или вручную; поскольку  $\lambda_f$  определяется изменением  $\Delta p$ , он может быть использован для производства регулировки. На фиг. 1025 изображен движущийся всасывающим ходом поршневой золотник для газообразных топлив, а на фиг. 1026 — применяемый для жидких топлив плоский золотник с топливной иглой (карбюратор). В этом случае  $\Delta p$  и скорость, которой топливо обладает во время процесса смешивания, будут больше при малой мощности. При помощи приспособления, изображенного на фиг. 1025, путем поворота золотника может быть одновременно изменен коэффициент смешивания; д) применение специальных смешивающих приспособлений для особо малых расходов смеси, а следовательно, таким образом, и для малых чисел оборотов: „пусковой жиклер“, „жиклер холостого хода“, регулятор смешения.



Фиг. 1026.

Такие мероприятия для поддержания постоянства состава смеси, из которых многие могут быть употребляемы одновременно, очень важны для обеспечения надежного пуска и холостого хода (например, для параллельного включения машины переменного тока). Особенно велико их значение при применении для моторов с сильно колеблющимся коэффициентом нагрузки (моторы для транспорта, судов, насосов, воздуходувок), индикаторная мощность и расход смеси часто колеблется в большом масштабе между  $n_{\min}$  и  $n_{\max}$ , например в отношении 1 : 20.

Вычисление размеров площадей проходных сечений. В этом случае, когда удерживается равенство  $\Delta p_L = \Delta p_B$  только для одного идеального сечения  $f_L$  или  $f_B$  (фиг. 1020), имеется отношение площадей поперечных сечений проходных отверстий (предполагая одинаковое сужение):

$$\begin{aligned} \text{для газов:} \quad f_L : f_B &= (G_L : G_B) \cdot \sqrt{\gamma_B : \gamma_L} = \\ &= (V_L : V_B) \cdot \sqrt{\gamma_L : \gamma_B} = \mu \cdot \sqrt{\gamma_L : \gamma_B} \dots \dots \dots (9a) \end{aligned}$$

и для жидких топлив:

$$f_L : f_B = (V_L : G_B) \cdot \sqrt{\gamma_B : \gamma_L} = \mu \cdot \sqrt{\gamma_B : \gamma_L} \dots \dots \dots (9b)$$

Таблица 4 содержит средние сравнительные величины сечений смешивающих отверстий при  $\varphi = 0,9$  или  $0,7$ . Для сечения  $f_L$  была принята за основу величина  $\gamma_L$  равная  $0,9$  от нормальной плотности, т.-е.  $\gamma_L = 0,00106 \text{ kg/l}$ . Абсолютная величина сечений получается из тех соображений, чтобы скорость воздуха в сечении  $f_L$  (предполагая, что потери напора уменьшены постепенно расширяющимся соплом) могла быть без вреда для  $\lambda_f$  равной  $100 \text{ m/sec}$  и выше (фиг. 1023). Отсюда может быть определено  $f_B$ . Там, где расширение сопла невозможно, величина скорости  $v$  допустима от  $v = 50$  до  $60 \text{ m/sec}$ .

Таблица 4. Сечения диффузоров для смешивания газообразного и жидкого топлива с воздухом.

Газообразное топливо	$\gamma_B : \gamma_L$ средн. величин.	$\sqrt{\gamma_L : \gamma_B}$	$P_{\min} = V_L : V_B$ ( $\mu$ )	$f_L : f_B$	$f_B : f_L$
Ацетилен . . . . .	0,90	1,05	11,9 (17,5 при $\varphi = 0,7$ )	ок. 19	5 : 95
Светильный газ (газ монсвальных печей)	0,434	1,52	5,2 (7,8 при $\varphi = 0,7$ )	ок. 12	8 : 92
Генераторный газ . . .	0,84	1,09	1,1 (1,34 при $\varphi = 0,9$ )	1,46	40 : 60
Колошниковый газ . . .	0,98	1,01	0,75 (0,95 при $\varphi = 0,9$ )	0,965	51 : 49
Пары бензина . . . . .	3,7	0,52	57	ок. 30	3 : 97
Жидкое топливо	$\gamma_B \text{ kg/l}$ средн. величин.	$\sqrt{\gamma_B : \gamma_L}$	$P_{\min} = V_L : G_B$ ( $\mu$ при $\varphi = 0,9$ )	$f_L : f_B$ при $\varphi = 0,9$	Круглое сопло $d_B : d_L$ в % %
Бензин (средний) . . . .	0,73	0,025	ок. 12 300 (13 700)	380	5,15
Бензол . . . . .	0,86	0,0302	11 200 (12 400)	375	5,2
Нафталин . . . . .	0,98	0,032	10 900 (12 100)	390	5,05
Алкоголь 80% . . . . .	0,85	0,030	6 100 (6 800)	204	7,0

Смена топлива. Необходимое изменение отношения поперечных сечений или форсунок, при одинаковом  $\varphi$ , получается из таблицы 4. Среднее давление  $p_m$ , достигаемое при смене топлива, относится как теплотворные способности и степени полноты горения. Поэтому при равных  $\varphi$  имеем для жидких топлив:

$$f'_B : f''_B = (p'_{\min} : p''_{\min}) \cdot \sqrt{\gamma'_B : \gamma''_B} ; p'_{\min} : p''_{\min} = (Q'_{ch} : Q''_{ch}) \cdot (W'' : W')$$

Изменение коэффициента смешения может быть достигнуто или вследствие изменения  $f_L : f_B$ , т.-е. отношения сечений отверстий подводящих топливо и воздух к смешивающему пространству, например:

фиг. 1026, где  $f_B$  может быть изменено при помощи иглычатого клапана и фиг. 1025, где  $f_B : f_L$  может быть изменено поворотом золотника, или посредством изменения  $\Delta p_L : \Delta p_B$ , т. е. вследствие изменения сопротивления  $W_L$  и  $W_B$  одного (или обоих) насадка (фиг. 1020); при газах для этого вполне достаточно используется главный шаровый клапан. При газообразных топливах перемена числа оборотов или количество смеси изменяет установленный коэффициент смешения весьма незначительно, если только  $p_0$  в обоих трубопроводах поддерживается постоянным (только за счет изменения при переменной скорости коэффициента сужения).

Необходимо отметить, что при жидком топливе удельный вес воздуха  $\gamma_L$  в смеси падает вместе с абсолютным давлением в смешивающем пространстве, удельный же вес жидкости, наоборот, остается постоянным. Таким образом  $G_L : G_B$  тем меньше, чем больше  $\Delta p$ . Кроме того, при небольших нагрузках истечение жидкостей при обычных соплах с длинным каналом происходит со скоростями более или менее сильно отклоняющимися от критических скоростей (1 т., стр. 377), т. е. с повышенными скоростями, вследствие послыяного течения жидкости, также может играть некоторую роль уменьшение, вследствие дросселирования мотора, колебаний воздуха. Благодаря всем этим причинам смесь у авиационных моторов получается при уменьшенном числе оборотов и еще более уменьшенной мощности более бедная содержанием топлива, наоборот — при высоких числах оборотов и мощностях она получается настолько богатой, что если состав смеси был правильно установлен при холостом ходе, то при полной нагрузке как следствие имеем излишний расход топлива и выделение сажи.

Предохранительные меры: а) как наиболее простое средство рекомендуется применение коротких, не обладающих большим трением топливных жиклеров<sup>1)</sup>. б) Изменение  $f_L : f_B$ , например путем самостоятельного или принудительного подвода дополнительного воздуха („добавочный воздух“) или дросселирования топливной струи при высоком, или дополнительном подводе добавочного топлива при наличии низкой мощности, в) изменение перепада давления  $\Delta p_B$  путем возбуждения в подавочной или перепусковой камере („тормозный воздух“) разрежения, увеличивающегося с нагрузкой. Большинство из многочисленных типов карбюраторов для автомоторов имеют ввиду поддержание приблизительно постоянного состава смеси при всех нагрузках, одновременно с этим рационально обогащение смеси при холостом ходе с целью облегчения вспышки при пуске.

**Влияние удельного веса воздуха.** Коэффициент смешения при жидком топливе изменяется вместе с изменением удельного веса воздуха, так как при этом удельный вес топлива остается постоянным. Вместе с более низким давлением воздуха, при больших температурах, в горах и, особенно, у авиационных моторов, смесь с высотой становится в отношении  $\sqrt{\gamma_L} : \gamma_L$  все более и более бедной содержанием воздуха (богатая смесь).

В авиационных моторах целесообразно применять дополнительную регулировку, от руки или автоматическую. Дозировка топлива при помощи специальных топливных дозирующих насосов необходима лишь в том случае, если колебания давления воздуха являются неустраиваемыми, например для смешивающих приспособлений дизель-моторов, в которых смешивание распыляющего воздуха и топлива происходит при входе в мотор (фиг. 1020), приспособление для предварительного смешивания и распыливания Аугсбургского завода MAN для дизелей).

**Испарение и карбюрация жидкого топлива.** Весьма целесообразно перед производством процесса карбюрации топлива применить его распыление в виде тумана, при чем необходимо избегать осаждения частиц топливного тумана, могущего произойти вследствие резких изменений в направлении движения или скорости и охлаждающего влияния стенок.

Примеры осаждения частиц тумана. Осаждение перед мотором смоляного тумана из газогенераторной смеси тяжелых топлив в охлаждающих смесь трубопроводах и на стенках цилиндра, благодаря чему возникает выделение топлива в виде капель, вредное смешивание топлива с смазочным маслом, горение с выделением сажи, коксование и обволакивание частей корки с прекращением горения. Предохранительные меры: 1) устранение резких изменений направления и скорости движения смеси (мест ударов); 2) более тонкое распыливание топлива за счет большой скорости воздуха (большого  $\Delta p$ ) при каждой данной мощности и числе оборотов, уменьшение вязкости и поверхностного натяжения топлива (подогрев); 3) возможно быстрое испарение топливного тумана, достигаемое при помощи подогрева воздуха и топлива до температуры, лежащей много выше температуры насыщения, чем, с одной стороны, предусматривается понижение температуры  $\Delta t_i$  при испарении (теплота испарения) и с другой — понижение благодаря подогреву,  $\lambda_i$ . вполне достаточно, если температура стенок подводящего смесь трубопровода будет поддерживаться выше температуры насыщения на величину температурного перепада, вызываемого охлаждающим (таблица 5).

(Температура насыщения получается до крайних постоянных пара рассматриваемого топлива и парциальное давление  $p : p$  пара в смеси. Для бензина находим по таблице 1 стр. 707, при  $\varphi = 1$ ,  $p : p = 1 : 57$  ат. Этой величине парциального давления соответствует средняя температура кипения от  $-15$  до  $-20^\circ$ ). Подогрев воздуха или смеси лучеспусканием металлической теплопроводности мотора, или посредством теплой охлаждающей воды или выхлопных газов при пуске последвча оказывается наиболее быстро действующим средством).

Таблица 5. Температура насыщения и понижение температуры при испарении топлива.

Топливо	A*	B*	C*
Бензин . . .	1/57	≈ -15° до -20°	≈ 30°
Бензол . . .	1/41,5	" - 5°	" 30°
Альголь . . .	1/11,5	" + 20°	" 110°
Декан . . .	1/60	" + 40°	" 35°
Нафталин . .	1/64	" + 90°	" 40°

\* Условно обозначено:

A — парциальное давление  $p : p_{\text{min}}$ ;

B — температура насыщения смеси при  $\varphi = 1$ ;

C — понижение температуры при испарении топлива (охлаждение).

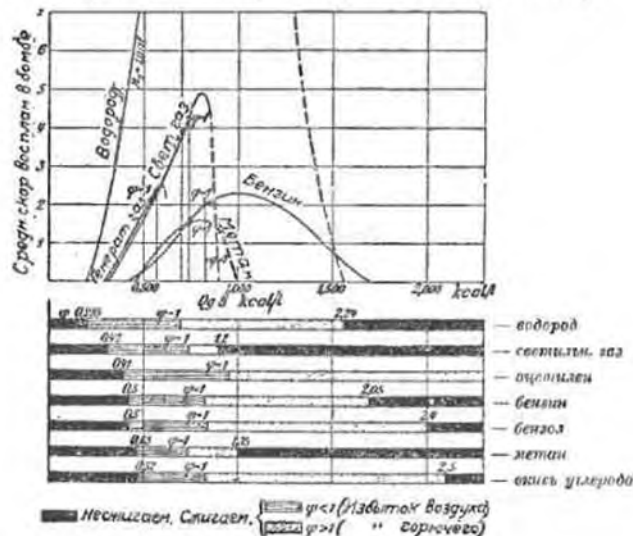
<sup>1)</sup> Сравн. Неллер, Процесс карбюрации Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1075.—Dechamps, Карбюраторы.—Heldt, Карбюраторы. С. И. Вишняков, Теория карбюрации. Москва 1925 г. Кирсанов.—Исследования на 60-моторе. Изд. НТУ ВСНХ. 1928 г.

Полное испарение топлива перед его поступлением в мотор тем менее необходимо, чем более глубоко проведен процесс распыления топлива. Необходимый при тяжелом топливе подогрев затрудняет эксплуатацию и регулировку мотора, так как установившееся состояние достигается лишь путем подогрева мотора или при эксплуатации мотора на легко испаряемом топливе и с трудом поддерживается при смене нагрузки или продолжительной работе на холостом ходу.

2. Проведение процесса сгорания. Моторы, работающие с зажиганием смеси (взрывные моторы, моторы с карбюраторной топливной). Для возникновения горения служит местное подогревание готовой рабочей смеси при помощи одной или нескольких свечей до температуры выше температуры воспламенения. Момент зажигания может быть плавно изменен. Раз установленная фаза зажигания самостоятельно не изменяется. Наиболее распространенными формами электрического зажигания являются: зажигание при помощи вольтовой дуги („зажигание на отрыв“) или при помощи искры высокого напряжения („зажигание свечей“). Первое работает с небольшим напряжением, но большой силой тока, исправно — при продолжительной работе; применяется, чаще всего, для больших моторов и бедных газов. При зажигании свечей применяется напряжение колеблющееся между 10 000 — 20 000 V, без всяких движущихся деталей в моторе, употребляется обычно на малых моторах, требует небольшого количества энергии. Принадлежности электрического зажигания являются специальной областью отдельных фирм например: Бош в Штутгарте и др. Зажигание накаливанием, например: при помощи „каменной трубки“ или пламенем — например, посредством впрыскиваемого легко-воспламеняющегося топлива, имеет значение только для специальных типов моторов. Желательно, чтобы угол поворота коленчатого вала, соответствующий продолжительности распространения вспышки, не был бы излишне коротким (ударная резкая вспышка) и не излишне продолжительным (замедленная вспышка, догорание) и начинался бы своевременно перед мертвой точкой. Угол поворота вспышки, т. е. от начала и до конца сгорания, в одинаковых моторах зависит от скорости поршня, теплотворной способности смеси  $Q_D$ , степени сжатия и рода топлива<sup>1)</sup>.

Сравнительную характеристику дают опыты Нагеля и Неймана по исследованию воспламенения холодных смесей в бомбах с центральным зажиганием; результаты их опытов, как и границы воспламенения различных холодных смесей (по Эйтеру), изображены на фиг. 1027 (ср. I том, стр 577—578). Наиболее подходящим для мотора оказывается угол от 30° до 60° ему соответствуют смеси, обладающие по рисунку средней скоростью от одного до двух м/сек. Такие смеси дают при бензине большую величину  $Q_D$ , а поэтому также и большую мощность, чем светильный или летучий газ.

Предварительный, перед сжатием, подогрев смеси или соответствующая степень сжатия, как и большее относительное содержание водорода в смеси, повышают скорость сгорания. Действительное воспламенение смеси в моторе протекает быстрее, чем в бомбе, так как: 1) расширяющиеся продукты сгорания и вихревое движение газов в моторе ускоряют вспышку, 2) температура смеси  $t_c$  поднимается, благодаря сжатию, гораздо ближе к температуре воспламенения  $t_z$ , при которой одновременно по всему пространству со „стучком“ начинается сгорание (резкая вспышка). Путем долгих опытов с моторами были найдены для различных топлив величины наиболее целесообразных и допустимых степеней сжатия, при чем оказалось, что для предохранения от опасности возникновения в моторах преждевременных вспышек и стучков необходимо, чтобы  $t_c$  лежало много ниже  $t_z$ .



Фиг. 1027.

Кроме того, для суждения о допустимой величине степени сжатия существенно знание: 1) начальной температуры сжатия смеси, 2) температуры наиболее горячих (например, плохо охлаждаемых) поверхностей цилиндра (свечи, выхлопные клапана, поршни, плохо охлаждаемые пространства, особенно капиллярные смазочных масел, топлива и сажи), откуда благоприятное влияние хорошо проводящих тепло алюминиевых поршней авиационных моторов, против чугунных поршней, которые много горячее, 3) скорости поршня  $v_m$  и литровой теплоты  $Q_D$ , так как, при небольших скоростях движения поршня и малой величине литровой теплоты, например, при дросселировании мотора ( $\lambda_r$ ), при работе авиационных моторов на высоте ( $\lambda_{r_a}$ ), наиболее охлаждаемые стенки, или менее нагреваемые, обладают значительно более низкими температурами; откуда невозможность продолжительной работы на максимальной мощности многих моторов, работающих с зажиганием смеси (шока не возникнет стужи и преждевременные вспышки).

<sup>1)</sup> Ср. также А. Шмидт, Скорость сгорания горячих газовых смесей, Z. d. V. d. I. 1915 г. стр. 872.



Таблица 6. Средние величины степеней сжатия и отношений давлений сжатия и начальному давлению, расходы, «литровые тепло» и средние величины давлений при нормальной мощности.

Тип моторов	ТОПЛИВО	$\epsilon$ ≈	$\frac{P_c}{P_a}$	$\frac{W}{kcal/P. S. h.}$	$Q_0$	$P_{m_0}$	
			≈	≈	≈	≈	
Моторы, работающие с образцовым смесью из воздуха, с электр. зажиганием.	Ацетилен . . . . .	1:2,4	3,5	3200	0,35 до 0,4	3,0 до 3,4	
	Керосин и газовое масло . . .	1:3	4 до 4,5	4000 до 3900	0,40	3,0	
	Бензин для рыночных стационарных типов двигателей . . .	1:4	6 до 6,5	3000 до 2700	0,4	4,0	
	Бензин, хорошо испаряющийся для авто- и авиомоторов . . . . .	1:4,8	7,5 до 8,5	2700 до 2000	0,46 до 0,66	5 до 7,5	
	Светильный газ и газ коксовых печей . . . . .	1:5	9	2500 до 2200	0,34 до 0,38	4,0 до 4,6	
	Бензол и спирт (лучшего изготовления) . . . . .	1:5,5	10	2400 до 2200	0,4 до 0,45	4,5 до 5,5	
	Генераторный газ (богатый H <sub>2</sub> ) . . . . .	1:6	11	2000 до 2400	0,35	3,6 до 4	
	Генераторный газ (бедный по содержанию водорода) и кокшиповый газ . . . . .	1:6,5	12	2500 до 2200	0,35	3,8 до 4,3	
	Моторы, работающие с образцовым смесью из воздуха, с электр. зажиганием.	Керосин или газоль: моторы с клапанным шаром с несомкнутым сжатием (2-тактные) . . . . .	1:5,5	10	3600 до 3000	0,27 до 0,33	2 до 3
		Газоль: моторы с клапанным шаром, среднего сжатия (4-тактные) . . . . .	1:9	20	2600 до 2300	0,38	4 до 4,5
Газоль: дизели (4-тактные) . . . . .		1:14	35	2300 до 1800	0,36 до 0,4	4,5 до 5,5	
Каменистоугольная смола: дизели (4-тактные) . . . . .		1:16	40	2200 до 1800	0,36 до 0,4	4,5 до 5,5	

Степень сжатия (по абсолютной величине  $P_c$  давления сжатия) и вместе с тем коэффициент полезного действия, соответственно расход тепла моторов с зажиганием смеси. Часто также применяемый коэффициент сжатия  $Q_0$  и вместе с тем  $Q_0$ ,  $P_{m_0}$  — все ограничены опасностью возникновения стукот в преждевременных вспышек, которые при многократном повторении обуславливают, вследствие возрастания температуры стоек, уменьшение  $P_m$  и возможность аварии, перерыв эксплуатации мотора.

Таблица 6 содержит обычные средние величины степеней сжатия и отношений давлений  $P_c/P_a$ , при рациональном охлаждении стенок они могут быть превышены.

Обыты Рикардо: Рикардо исследовал вертикальный авиационный мотор при изменении: а) формы камеры сгорания; б) подвода топлива, при чем он определял максимально достижимые, еще не вызывающие стукот, величины  $\epsilon$  и  $P_{m_0}$ . (Ци

этом было внесено Рикардо предположение, что причиной стука является повышение температуры несгоревшей части смеси, за счет распространения волны давления и лучистопускания во время производства вспышки, до температуры более высокой, чем  $T_2$ , так что возникает игоновое сгорание вместо остатка).

а) Форма камеры сжатия была исследована при работе на бензине. Примеры этого даны в таблице 7. Вывод: камера должна быть, по возможности, без «мешков»; если последние неустранены, то вспышка должна идти от горячих мест к холодным, и никак не наоборот.

б) Величины, помещенные в таблице 8, были найдены Рикардо для различных топлив, при одинаковом пространстве сгорания и при соблюдении прочих равных условий. В последнее время назвали с успехом применяться для смешивания с бензином антидетонационные средства, которые значительно повышают степень сжатия мотора, в вместе с тем понижают его чувствительность к перегреву; например, мотиль (Motyl), Балескил авиационных и судовых фабрик.

Таблица 7. Зависимость допустимой степени сжатия от формы камеры сгорания.

Пространство сгорания	Положение очага зажигания (свечи)	$\epsilon$	$P_{m_0}$
		1:	и % %
Без «карманов» (фиг. 1037 г).	В середине . . . . .	5,4	100
	Сбоку около высывающего клапана . . . . .	5,0	94
С «карманом» (фиг. 1037 д).	В «кармане» (в клапанной головке) . . . . .	4,5	85
	В стене напротив «кармана» . . . . .	4,2	80
С двумя «карманами» (фиг. 1037 е).	В середине . . . . .	4,6	86
	Во высывающем «кармане» . . . . .	4,2	77

Моторы, с образованием смеси внутри цилиндра (дизель моторы, с запальным шаром и др.)

В этих двигателях горючая смесь образуется непосредственно перед сгоранием, так что никакой опасности возникновения преждевременной вспышки не существует. Топливо закипает (как в газовой или масляной горелке) непосредственно за местом ввода топлива и сгорает вместе с подлежащим использованию воздухом, так что подвод тепла может произойти только вблизи мертвой точки или перед расширением. Трудности процесса лежат:

1) в надежном производстве воспламенения, тогда же следуютом за каждой инъекцией, так как при поршенном моторе форсунка (в противоположность газовой турбине) должна обеспечивать воспламенение при каждом рабочем ходе;

Таблица 8. Зависимость наибольшей допустимой степени сжатия от рода топлива.

Топливо	$\epsilon \approx$
Эфир . . . . .	1:3,0
Парафиновое масло . . . . .	1:4,2
Чистый бензин . . . . .	1:4,85
Бензин (в продаже) . . . . .	1:4,3 — 6,0
Нафтен . . . . .	1:5,75
Тяжелые топлива (ароматические углеводороды) . . . . .	1:6,5
Бензол (чистый) . . . . .	1:6,9
Этилкальголь . . . . .	1:7,5
Толуол . . . . .	1:7,8

2) в способе подвода воздуха, потребного для процесса сгорания.

Температуры самовоспламенения  $t_{\text{с}}$ . Для атмосферного давления внесены по Моору и Крупну <sup>1)</sup>:

Нефть и дистилляты бурогоугольной смолы . . . . .	240°—275°
Дистилляты каменноугольной смолы . . . . .	425°—455°
Нафталин, толуол и бензол . . . . .	560°—570°.

Хоуге <sup>2)</sup> нашел, что между моментом впрыскивания чрезвычайно мелко распыленного топлива и моментом начала его воспламенения проходит некоторый промежуток времени (период воспламенения топлива), который составляет для газа и  $t_{\text{с}} = 260^{\circ}$  3,5 сек, 0,05 сек при  $t_{\text{с}} = 350^{\circ}$  и 0,04 сек при  $t_{\text{с}} = 380^{\circ}$ .

Так как, даже при пуске дизели на производстве воспламенения отводится самое большее от 0,06 до 0,04 сек, то отсюда следует, что температуру воздуха в моторе целесообразно держать градусом на 100—200° выше номинальной температуры воспламенения. Более тонкое распыливание топлива уменьшает «период воспламенения»; распыливание топлива при помощи сжатого воздуха (окалывающего охлаждающее действие) увеличивает его продолжительность.

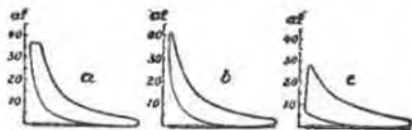
Таусс и Шульте, производя опыты впрыскиванием тонко распыленного топлива (при помощи сжатого воздуха) в сильно сжатый горячий воздух, определяли  $t_{\text{с}}$  при котором тогда же с введением топлива происходило его воспламенение (без определения времени воспламенения). При возрастании и давления  $t_{\text{с}}$  довольно сильно падает.

**Создание температуры воспламенения.** Первое воспламенение образовывшейся при выходе из форсунки смеси может произойти или благодаря самовоспламенению, или благодаря востороннему закиганию. Последнее бывает иногда необходимо при пуске мотора, почему необходимо различать эксплуатационное и пусковое закигание. Кроме того, процесс (закигания) может различаться

в одном и том же моторе, смотря по тому, применяется ли трудно или легко воспламеняющееся топливо.

Немедленное самовоспламенение возможно: 1) при достаточно высокой степени сжатия; дизель-моторы (патент Двизеля

1893); например, для сырой нефти и дистиллятов бурогоугольной смолы  $\epsilon = 1:14$ , соответственно  $p_{\text{с}}:p_{\text{н}} = 32—35$  ат (фиг. 1028а), а для дистиллятов каменноугольной смолы  $\epsilon = 1:16$ , соответственно  $p_{\text{с}}:p_{\text{н}} = 40—45$ . Предварительный подогрев для достижения  $t_{\text{с}}$  при пуске должен быть, даже при легко воспламеняющихся топливах; при более теплой машине соответствующий переход к тяжело воспламеняющемуся топливу легче; 2) При сжатии и одновременном применении охлаждаемых «калильных головок» или «калильных стенок», которые служат для «местного» повышения температуры в месте производства инжекции; перед пуском они должны быть накалены извне,



Фиг. 1028.

извне; например, для сырой нефти и дистиллятов бурогоугольной смолы  $\epsilon = 1:14$ , соответственно  $p_{\text{с}}:p_{\text{н}} = 32—35$  ат (фиг. 1028а), а для дистиллятов каменноугольной смолы  $\epsilon = 1:16$ , соответственно  $p_{\text{с}}:p_{\text{н}} = 40—45$ . Предварительный подогрев для достижения  $t_{\text{с}}$  при пуске должен быть, даже при легко воспламеняющихся топливах; при более теплой машине соответствующий переход к тяжело воспламеняющемуся топливу легче; 2) При сжатии и одновременном применении охлаждаемых «калильных головок» или «калильных стенок», которые служат для «местного» повышения температуры в месте производства инжекции; перед пуском они должны быть накалены извне,

наоборот, во время эксплуатации они берут нужное им тепло непосредственно из процесса: моторы с запальным шаром. (Патент Акроуд, 1891 г.).

Чем больше поверхность калильного шара по отношению к величине охлаждаемой поверхности, тем с меньшей величиной  $\epsilon$  достигается у стенок необходимая температура сжатия  $t_{\text{с}}$ ; с другой стороны, при высоком  $\epsilon$  никакие накалывающие стенки не нужны, или, в крайности, можно обойтись с небольшой по величине накалывающей поверхностью.

Моторы выполняются:

низкого сжатия ( $p_{\text{с}} = 8—12$ ат) (фиг. 1018с)
среднего " ( $p_{\text{с}} = 15—20$ ат)
высокого " ( $p_{\text{с}} = 28—40$ ат) (фиг. 1028б).

Нагревающие стенки выполняются в виде камер, карманов (головок) или небольших поверхностей. В последнее время моторы среднего и высокого давления, вследствие свойственных им небольшой величины расхода тепла и надежного сгорания, начинают получать все большее и большее предпочтение. Регулирование температуры накалывающей поверхности при смене режима от полной нагрузки до холостого хода производится тем труднее, чем больше ее величина, так как, если с одной стороны она не должна быть излишне горячей, во избежание коксования топлива на ее поверхности и уменьшения  $\lambda_{\text{T}}$ , то с другой—ее температура все же должна быть достаточно высока при холостом ходе.

Регулирование посредством впрыска воды обеспечивает возможность необходимого нагревания при холостом ходе. В настоящее время намечается окончательный переход от моторов высокого сжатия с калильными стенками к более совершенному дизель-мотору с камерой предварительного воспламенения (форкамерный дизель) <sup>3)</sup>.

Запальные топлива и накал перед пуском. Постороннее закигание применяется в дизелях для обеспечения производства надежного воспламенения тяжело воспламеняющегося топлива; метод применения запального топлива заводов MAN и Deutz <sup>2)</sup>; легко воспламеняющееся топливо впрыскивается в небольшом количестве (от 5 до 10% при полной нагрузке) перед вводом главной массы тяжело воспламеняющегося топлива. При недостаточной величине сжатия: отдельно регулируемое пламя (небольшого запального шара с впрыскиванием топлива или самовоспламеняющаяся карбюраторная головка с электрическим закиганием) вызывает воспламенение введенного топлива. Отсюда независимость (особенно больших моторов) от вида топлива и степени сжатия. В моторах с запальным шаром и с предкамерой (форкамерой) применяется для пуска метод, применявшийся давно у моторов с низким сжатием: накалывание стенки извне при помощи лампы; в последнее время, особенно у моторов высокого давления: запал изнутри путем сжигания специального патрона, например, бумажная лента, пропитанная селитрой. Би-фордов шпур, или электрическим путем, или пуск мотора при помощи (выключаемого) востороннего закигания, пока достаточно не накалится запальная головка или предкамера.

<sup>1)</sup> Спринг: *Motoren, Regelung der Oelmotoren*, München, 1917 г., Oldenbourg и особенно N ä g e l, *Dieselmachine der Gegenwart*, Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 677 в след.

<sup>2)</sup> Спринг: N ä g e l, *Преприятные стационарные машины железного топлива*, Z. d. V. d. I. 1911 г., стр. 1318.

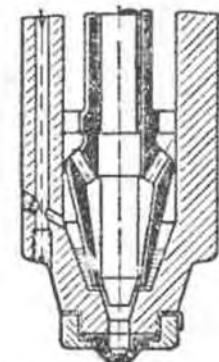
<sup>3)</sup> Новые данные см. A l t, *Жидкие топлива и их сгорание в дизель-моторе*, Z. d. V. d. I. 1923 г.

<sup>4)</sup> E n g i n, 1920, Bd. 110, стр. 749

**Подвод воздуха для сгорания.** В виду того, что смесь вводится в цилиндр не подвергаясь предварительно точному отмериванию и перемешиванию, как это имеет место в моторах, работающих с закипявшим топливом, а наоборот, образуется непосредственно перед процессом сгорания и, с другой стороны, мощность мотора получается тем выше, чем полное используется воздух, то приходится заботиться о принудительном распределении частиц распыленного жидкого топлива в воздухе; так как газы с большим трудом допускают распределение (главная причина, до сего времени вызывающая исключительное применение жидкого топлива для форсуночных моторов). Несмотря на наличие большого или малого избытка воздуха, имеющегося даже при максимальной нагрузке: при плохом перемешивании выделение сажи наступает даже при низком давлении  $p_{me}$  (при слабом выделении сажи величина  $p_{me}$  дана в таблице 6, может быть превайдена на 20%).

**Методы принудительного распределения распыленного топлива.**

а) Топливо разбрызгивается искусственно создаваемой струей сжатого воздуха, которая, таким образом, осуществляет подвод к топливу воздуха, необходимого для сгорания. Количество распыляемого воздуха составляет 5% от основного количества воздуха. Распыляющий воздух,



Фиг. 1029.

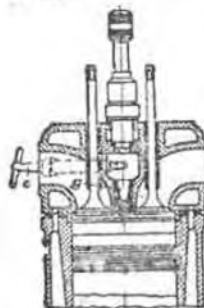
сжатый в специальных компрессорах (компрессоры высокого давления, двух- или трехступенчатые) до давления от 50 до 80 ат (расход работы около 5% нормальной мощности мотора), воспринимают на себя осуществление распыливания, смешивания (фиг. 1029) и распределения топлива по рабочему пространству, вследствие чего возможно полное управление процессом сгорания (диаграмма постоянного давления фиг. 1028a) <sup>1)</sup>.

В виду большой стоимости этот метод распыливания избегают применить для малых и средних моторов. Метод вытеснителя (Verdränger): применение вытеснителя по Хавельландеру или Гунтеру (Deutz) <sup>2)</sup>; рабочий поршень работает у мертвой точки как ступенчатый, вследствие чего возникает вихревое движение воздуха, которое и распределяет топливо.

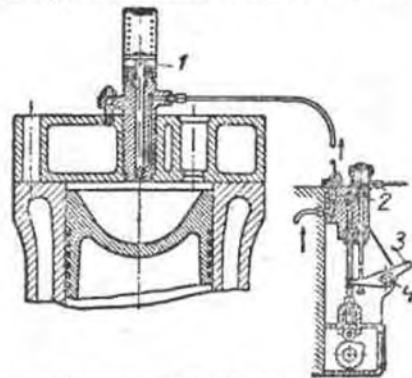
б) Распределение распыленного топлива струей газа, возникшей вследствие частичного сгорания топлива в предкамере <sup>3)</sup> (Brons, Ljusne Woxna, Sulzer, Benz, Deutz и др.). Фиг. 1030 изображает предкамеру одного быстроходного мотора <sup>4)</sup> завода Бенц и К<sup>о</sup>,

в Мангейме, со слабо охлаждаемым запальником  $g$  и пусковым вальшиком  $c$ , который перед пуском вставляется зажженным.

с) Распределение топлива только при помощи чрезвычайно большого давления (100 до 400 ат) в весьма тонкого распыливания (моторы с запальным шаром, далее дизели Вилккера, Хавельмана <sup>1)</sup>, МАН, Дсая и др., в которых распределение топлива во время сгорания облегчается или за счет удачной формы пространства сгорания (фиг. 1031) или за счет движения воздуха). Важно, чтобы топливо вводилось в цилиндр без явления подтекания как до, так и после процесса инжекции.



Фиг. 1030.



Фиг. 1031. 1—впрыскивающий клапан, 2—регулирующий клапан, 3—к регулятору, 4—переставляющий вращатель, ик.

Бескомпрессорное распыливание имеет большое значение, вследствие дешевизны установки, несмотря на то, что оно не вполне удовлетворительно в смысле управления процессом сгорания, который часто имеет "ударный" характер протекания, согласно фиг. 1028b. Вследствие возрастания давления до 40—50 ат и отпадения компрессора, расход тепла, даже для малых машин, достигает очень выгодных величин ( $W_e = 1700—1900 \text{ kcal/P. S. h.}$ ).

Таблица 6, стр. 724, содержит средние величины степеней сжатия, расходов литрового тепла и средних давлений для нормальной мощности форсуночных моторов.

3. Регулирование мощности. Цель регулирования: изменение  $N_e = p_{me} \cdot n_n \cdot V_h$ : 450 от 0 до максимальной величины, при этом число оборотов мотора может колебаться в узких пределах (таким образом,  $p_{me}$  регулирование может быть осуществлено центробежным регулятором) или же  $p_{me}$  и  $n$  могут быть, смотря по надобности, изменяемы в широких пределах: автомобильные моторы всех типов, моторы для привода насосов, воздухоудов, вальсовых машин и тому подобие.

Различные методы регулирования:

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1925 г., стр. 1129

<sup>2)</sup> Schmidt. Бескомпрессорные дизели завода Deutz. Z. d. V. d. I. 1922 г., стр. 1125.

<sup>3)</sup> Nägel. Современные дизели.

<sup>4)</sup> Riehm. Быстроходные дизели. Z. d. V. d. I. 1925 г., стр. 1125.

<sup>1)</sup> Hoeselmann. Моторы жидкого топлива с высоким давлением и бескомпрессорным распыливанием. Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 659



а) Изменение числа рабочих ходов  $n_n$  в соответствии с числом оборотов: регулирование пропусками при помощи временного выключения зажигания, временного выключения подвода топлива и всасывания свежего воздуха, или путем временного выключения подвода смеси и (обратного) всасывания выхлопных газов. Недостатки: большая неравномерность хода и температура мотора. Достоинства: большая простота, вследствие чего широкая распространяемость, однако, только у малых и дешёвых моторов.

б) Изменение  $p_{in} = 27000 Q_0 : W = 27000 \lambda \cdot \varphi Q_{ch} : W$ . В виду того, что  $\lambda$ ,  $\varphi$  и  $W$  переменные величины, для достижения поставленной цели могут быть использованы, отдельно или одновременно, следующие мероприятия:

1) Изменение теплотворной способности смеси путем изменения  $\varphi$  (чистый тип качественной регулировки или регулировки теплотворной способности) у моторов, работающих с зажиганием смеси, применяется в данное время реже, наоборот, в форсуночных моторах широко используется. В первых уменьшение  $\varphi$  может быть вызвано, например, простым изменением проходного сечения клапана  $W_B$  (фиг. 1021), однако, при этом уменьшается скорость воспламенения (догорания). Поэтому вместе с уменьшением  $\varphi$  увеличивается расход тепла  $W$ , вследствие чего при малых мощностях получаем относительно большой расход. Результатом „догорания“ является: зажигание свежего заряда в конце хода расширения от еще горящих газов: „выстрелы“ при всасывании. При топливах, например жидких углеводородах, скорость сгорания которых быстро уменьшается одновременно с уменьшением  $Q_{ch}$  (фиг. 1027), проведение качественной регулировки в силу этого обстоятельства становится невозможным. Предохранительные меры:

1) Промежуточное включение продувочного воздуха, (например, в двухтактных моторах), с целью уничтожения преждевременного воспламенения свежего заряда от догорающей смеси. 2) Всасывание свежего воздуха и образование смеси только лишь в конце всасывания или в продолжении сжатия. В этом случае можно достичь того, что наиболее лучшая смесь расположится вблизи свечи, где она быстро воспламеняется: „послойное расположение“, использованное впервые Отто (переход к форсуночному мотору). В форсуночных моторах подача топлива регулируется при помощи насоса (например, см. фиг. 1031, дизель Дейтца), топливо распыливается враспыливающим клапаном, служащим форсункой, при этом топливо, после введения его в цилиндр, зажигается непосредственно около места ввода (первый мотор Oeschelbuser'a и дизельмотор), так что вполне осуществляет быстрое сгорание и небольшой расход даже при холостом ходе. Кроме того, полное отсутствие опасности возникновения детонации, так как всасывается только один чистый воздух. По этой причине данный метод особенно пригоден для двухтактных моторов.

2) Изменение коэффициента подачи  $\lambda$  посредством изменения коэффициента наполнения  $\lambda_f$  „чисто количественная регулировка“ или „регулировка наполнением“. Коэффициент наполнения  $\lambda_f$  рабочего цилиндра или специального насоса может быть уменьшен, как это делается во всех воздуходушках, путем выключения перед мертвой точ-

кой всасывающего трубопровода или, что проще, при помощи дросселирования смеси, т.-е. путем включения сопротивления  $W_G$  или сопротивления на пути движения воздуха в топлива  $W_L$  и  $W_B$  или  $f_L$  и  $f_B$  на фиг. 1020 и 1021. Простое выполнение этого принципа дано в смешивающем клапане Кёртинга, фиг. 1024. Преимущества: значительное уменьшение, при ограниченных мощностях, давления всасывания, возможность применения при любой нагрузке смесей, наиболее целесообразных с точки зрения мощности и расхода, откуда лучшее использование тепла даже при низких нагрузках. Недостатки: метод невыполним для двухтактных моторов, в которых выпуск и выпуск открываются для продувки одновременно, так как уменьшение количества свежего заряда соответствует в этих моторах неблагоприятно действующему разжижению смеси, за счет увеличения количества остаточных газов. Во избежание открытия выхлопных клапанов, благодаря большому разрежению, образующемуся при холостом ходе в конце всасывающего хода четырехтактных моторов, необходимо применять свильную пружину. Большие потери истечения при дросселировании вблизи холостого хода, не смотря на что  $W_G$  все же получается более благоприятным, чем при качественной регулировке.

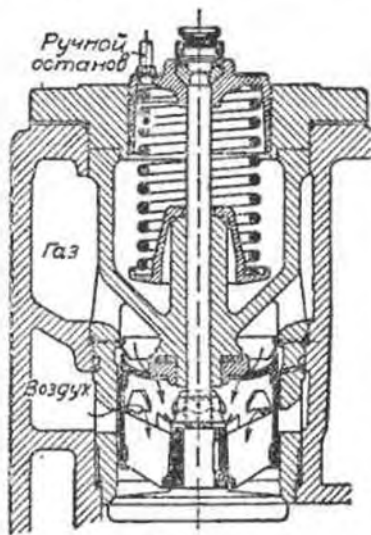
3) Уменьшение  $p_{me}$  путем перестановки момента зажигания соответственно увеличению  $W_B$ . Применение этого метода регулировки возможно до точки, в которой начинают образовываться вспышки свежей смеси (выстрелы). Благодаря своей простоте часто применяется при холостом ходе.

4) Для моторов с зажиганием целесообразно применение смешанного регулирования, т.-е. такой комбинации качественной и количественной регулировок, при которых на необходимых для достижения максимальной мощности, наибольших величин  $\lambda_f$  и  $\varphi$ , при падении нагрузки сначала, благодаря соответствующей величине поперечных сечений, уменьшается  $\varphi$ . Это делается с целью улучшить в начале  $W_B$ . (Смеси с 20% избытка воздуха сгорают обычно полностью, благодаря небольшому содержанию в них  $CO_2$  и невысоким температурам сгорания они обладают более высокими величинами показателей  $\chi$  и обуславливают незначительные потери в стенку).  $\lambda_f$  начинает уменьшаться позже и выполняется обычно наиболее простым способом при помощи дроссельного клапана (фиг. 1040) или, применением всасывающего клапана с переменным ходом (фиг. 1033). Холостой ход моторов, которые при этом должны работать устойчиво на сильно пониженном числе оборотов, может быть улучшен перестановкой зажигания. Этот смешанный метод регулировки обычно возможно осуществить с наиболее простыми средствами. Примеры выполненных регулирующих механизмов: вращающийся всасывающий и смешивающий клапана завода MAN (фиг. 1032), при которых наполнение может регулироваться благодаря переменной величине хода; при небольшой величине хода количество тепла  $Q_0$  уменьшается, вследствие предельного продувания воздухом и величина  $\varphi$  может быть установлена поворотом от руки (при смене газа).

Обычно часто стремятся к объединению смешивающего и регулирующего органа с всасывающим клапаном, с целью уменьшения количе-



ства уже готовой смеси, могущей загораться при обратных вспышках (фиг. 1032 и 1033). С другой стороны, целесообразно применить в многотцилиндровых вертикальных моторах, особенно в моторах с карбюраторной горючей, в виду простоты и дешевизны конструкции и ради целей лучшей карбюрации один общий смешивающий и регулирующий орган на 3, 4 или более цилиндров. Могущие быть обратные вспышки отводятся в больших моторах через предохранительный клапан.



Фиг. 1032.

целью затраты на насосы и части органов регулированы, а кроме того и могут быть уменьшены вследствие этого надежность эксплуатации и увеличение расхода топлива.

В виду большой простоты и дешевизны метода наддувки, он находит все более возрастающее применение в дизелях и также в автомобильных двигателях. В настоящее время входит в употребление использование турбины, работающей отходящими газами, в качестве привода для варидного насоса.

4. Подача и регулирование воздуха и топлива. Наибольшее потребное количество воздуха и топлива, по которому рассчитываются сечения трубопроводов и все проходные отверстия, зависит, при данном коэффициенте использования тепла или расхода тепла на 1 P.S. в исключительно от нагрузки. Таким образом, при 100 сильной цилиндрической мощности, не смотря на различные выходящие размеры, будут одинаковые навыводящие трубопроводы и сечения клапанов,

<sup>3)</sup> Новые конструктивные формы газовых машин с продувкой и зарядкой Langer'a и Двигатели Рейнской области Z.d.V.d.I. 1925, стр. 1025.

Повышение мощности. Искусственное повышение  $\lambda_r$  или  $\lambda_{pr}$  путем очищения цилиндра от остаточных газов и наддувки воздухом (фиг. 1014) или за счет подвода предварительно сжатой смеси, ведет к значительному повышению мощности.

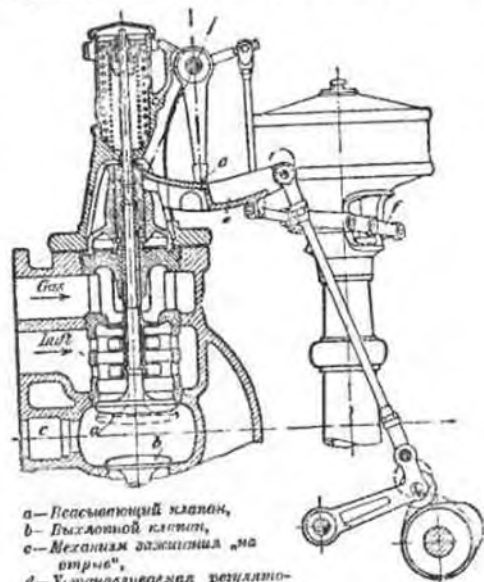
Благодаря очищению пространства сгорания от остаточных газов при помощи чистого воздуха теоретически возможно при  $\epsilon = 1:5$  повысить  $\lambda_r$  на 20% (двухтактные и четырехтактные моторы с продувкой), при этом надо помнить, что качество продувки и расход тепла зависят от конструктивных форм <sup>3)</sup>.

В ряде отдельных случаев необходимо учитывать — с каких размеров машины окупают за счет полученной увеличенной мощности, произведенной с этой

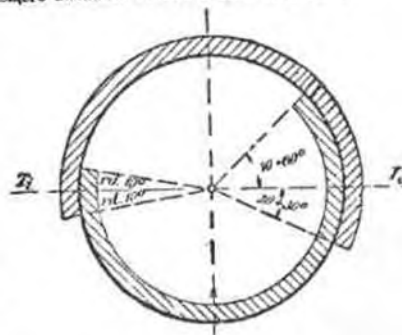
безразлично, должен ли он работать с  $n = 100$  или 1000, и с большей или меньшей скоростью поршня. В силу этого размещать всасывающие и выхлопные клапана в быстроходных моторах с их малыми рабочими пространствами гораздо труднее. Точно так же размеры смешивающего приспособления, длина пути, необходимая для полного перемешивания и карбюрации топлива, сечения регулирующих отверстий в форсуночных моторах, а также и вырскивающего приспособления и длина топливного факела зависят, предполагая, что расход и равномерность потока остаются подобными, вообще только от мощности.

Для достижения наименьших потерь напора потока необходимо избегать резких изменений направлений движения и скоростей (кроме мест где образуется смесь). Кроме того, в интересах  $\tau_b$  и  $\lambda_r$ , наибольшая величина скорости потока во всасывающих и выхлопных клапанах допускается: в четырехтактных моторах 60 до 70 м/сек в дешовых моторах даже 90 до 100 м/сек (считая по свободному сечению при полном подъеме и отводя к максимальной скорости поршня  $v_{max}$ ). Выхлоп в четырехтактных моторах, согласно фиг. 1034, целесообразно начинать на  $40^\circ-60^\circ$  перед внешней мертвой точкой  $T_a$  и через  $10^\circ$  после внутренней мертвой точки  $(T_i)$ .

Всасывающий клапан открывается, примерно, за  $10^\circ$



Фиг. 1033 Распределение изменения подъема всасывающего клапана в газовом двигателе Дейд.



Фиг. 1034.

перед внутренней мертвой точкой и закрывается через 20—30° после внешней мертвой точки. (При больших скоростях движения смеси по трубопроводам и высоком числе оборотов двигателя живая сила смеси может быть использована для наддувки путем удлинения периода всасывания до 60° после мертвой точки).

Ширина седла клапана около  $\frac{d}{40}$ ; угол наклона конуса обычно 45° (если возникает заклинивание, то более пологий); размеры пружины вычисляются, не считая веса клапана при подвешенных клапанах, с одной стороны по образующей в цилиндре разрежения (при дросселировании до 0,7 ат), которое не должно оказывать ни на один из управляемых клапанов всасывающего действия, с другой стороны по величине массе от клапана до кулачка или до катающего рычажка, движение которых должно замедляться и вновь производиться пружинной.

Самодельные клапаны имеют тот недостаток, что они должны быть с плоской поверхностью и с толстой стенкой, чтобы не подверглись заклиниванию, поэтому они могут быть только односедельные и получаются по своим деталям как у воздухоподоп. В силу этого  $\lambda$  выхлопа ниже (таблица 2, стр. 706). Они выходят применение только в малых и дешёвых моторах.

Распределение клапаном производится очень просто, так как время-сечение клапаном при изменении мощности мотора от холостого хода до полной нагрузки остается постоянным. Наиболее дешёвым и удобным приводом является кулачковый привод от вращающегося с  $n$  оборотами распределительного вала (фиг. 1033, 1036, 1045 б и 1046). Точный расчёт подъёма клапана и фирм кулачков в I отделе: „Детали машин“ стр. 123—124.

В больших моторах для уменьшения ускорения масс (а также ради меньшего шума) часто применяется эксцентриковое управление с включенной промежуточной серелачей при помощи катающихся рычажков или качающихся пальцев, при этом, однако, полезный ход составляет 1:5 и 1:4 от полного эксцентриситета. При надлежащем устройстве один и тот же кулачок или эксцентрик может быть использован как для всасывающего, так и для выхлопного клапана.

В двухтактных моторах со сменой рабочего тела выгодно использовать поршень во внешней мертвой точке, как орган распределения или только для выхлопа (мотор Кёртинга), или одновременно и для впуска и выхлопа (многочисленные дешёвые моторы с канальным шаром и большие дизели); при применении двух поршней в одном общем пространстве стораия второй поршень используется для управления впуском (Oeschelhäuser, Junkers).

Преимущество выхлопных окон: эта конструкция, благодаря отпадению клапанов, которые необходимо притирать, а при больших размерах и охлаждать, является наиболее дешёвой и удобной. Недостатки: потери через продувочные окна смазочного масла, и трудно заглушаемый, вследствие быстрого открытия, выхлоп. В двухтактных моторах допускают открытие выхлопных окон за 60—45° перед мертвой точкой<sup>1)</sup>, целесообразно открывать выхлопные окна не сразу, а постепенно, для того, чтобы добиться уменьшения неблагоприятных

колебаний в выхлопном трубопроводе и обратных ударов волн в цилиндр. Впуск открывается только тогда, когда давление выхлопа достаточно упало и рационально оставить открытым до 70° после мертвой точки. Впускной клапан должен быть больших размеров, чтобы добиться осуществления втекания свежего воздуха без образования вихрей.

**Подвод смесей, газа и воздуха.** Средняя скорость течения смеси по трубопроводу, рассчитанная по средней скорости поршня, достигает 20—30 м/сек; при длинных газо и воздухопроводах скорость возможна не свыше 10—20 м/сек и необходимо обратить внимание на уменьшение потерь скоростного напора, вызываемого резкими поворотами трубопровода и клапанами. Для успокоения потока (Детали машин, стр. 338) применяют выравнивание и демпферование колебательного процесса по возможности ближе к мотору, первое производится путем присоединения многих цилиндров к одной магистраль газопровода, последнее достигается применением пружинящих ячеек: например газовых мешков в поплавковых камерах или помещением в начале трубопровода предварительных камер (всасывающие горшки, заложённые в фундаменте воздушные камеры), перед ними включаются дросселирующие сечения, которые желательно устанавливать снаружи для удобства регулировки. Сечения трубопроводов с равномерным потоком газа рассчитываются по величине расхода газа или воздуха на 1 P. S. h (не по скорости поршня). Объём предварительных камер для газа и воздуха у четырёхтактных моторов от одного и до четырёх цилиндров должен быть самое меньшее равен 5—10-кратному объёму газа или, соответственно, воздуха рабочего пространства цилиндра, при 6 и более цилиндрических моторах камеры не нужны в виду достаточно удовлетворительной равномерности потока.

Принадлежности всасывающих трубопроводов: регуляторы давления газа, имеющие целью поддерживать перед машиной в обоих трубопроводах одинаково высокое давление  $p_0$ , одновременно, демпферовать колебания, например, при включении в городскую светильную газовую сеть, обратный клапан, задача которого предотвращать возможность проникновения воздуха в трубопровод, при обратной вспышке, и точно также предохранительный вентиль (или клапан), который должен вывести эти обратные вспышки без вреда наружу. Последние приспособления применяются, главным образом, в газовсасывающих установках и частично описаны раньше.

**Выхлопной трубопровод.** Ввиду высоких температур выхлопных газов (300—500° при впуске, 600—900° при высоком  $\phi_0 v_m$ ) трубопроводы делаются с водяным или воздушным охлаждением и в каждом случае укладываются свободно-подвижно или с пружинением. Сечение выхлопного трубопровода вообще достаточно сделать равным сумме сечений газо и воздухопровода, так как газы, ввиду их высокой температуры и больших скоростей, испытывают поэтому большие потери напора. Однако давление выхлопа в начальный момент открытия (клапана) ускоряет движение столба выхлопных газов и тем самым облегчает выход и преодоление сопротивлений истечения.

Успокоение и гашение колебаний при помощи выхлопных камер (сравни. Детали машин, стр. 339). Целесообразные размеры выхлопных

<sup>1)</sup> Подробнее смотри Ringwald. Выхлоп и продувка двухтактных моторов. Z.A.V.d.I 1923 г., стр. 1657

камер (горшки) у моторов от одного и до четырех планиров равны 10—20-кратному объему рабочего хода цилиндра; они чаще всего разделяются на два или более, постепенно уменьшающихся, горшка или камеры, с сильным (но не вредным) дросселированием после каждой отдельной камеры. Места дросселирования должны оставаться, ради целей очистки от отложений сажи и масла, легко доступными; если в них может проникнуть вода, например из системы охлаждения мотора, то в наиболее низких точках трубопровода устанавливается дренаж с водяным затвором. Соединение (в следствие этого выравнивание колебаний) цилиндров должно происходить или перед, или непосредственно в первом горшке. Позади последнего горшка, ввиду равномерного потока и уже достигнутого охлаждения, трубопровод применяется более узкого сечения, горшки должны быть толстостенные или сводчатые, или зарыты в песок (против шума), рассчитываются на давление до 5 ат, так как возможно распространение взрыва в выхлопной трубопровод. Если выхлоп должен быть совершенно без шума, особенно в случае двухтактных моторов с выхлопными щельми, то применение больших цилиндрических, разделенных камер (заложенных в стенку, железобетонных или глиняных труб) с предохранительным клапаном и переставляемым или частично запыряемым дросселем, является оправданным средством. При отсутствии дросселированного выхода колебания распространяются по всему трубопроводу. Если в целях уменьшения веса (в авиационных моторах) демпфирование колебаний производится помощью сильного дросселя, то достаточны выхлопные горшки значительно меньших размеров. [Потери мощности через  $\gamma_p$  и  $\lambda$ ]. В то время, как сечение трубопровода зависит только от мощности, размеры выхлопного горшка зависят от возбуждающихся колебаний объемов при рабочем ходе, таким образом, при равных мощностях они будут меньше для более быстроходных моторов. Там, где температура стенок, временем или предостаточно, бывает холоднее, примерно 70°, отдают предпочтение толстостенным трубам и горшкам, чугунным, ввиду химического воздействия и растрескивания стенок при конденсации пара. Химическое воздействие наиболее пагубно при большом содержании в газе серы.

При использовании тепла отходящих газов на подогревание воды (Abwärmeverwertung) <sup>1)</sup> вода, входи в подогреватель, должна быть, во избежание растрескивания, подогрета до 40—50° (например в самом моторе) или необходимо применять не растрескивающие металлы.

### с) Восприятие отдаваемой энергии.

1. Рабочее пространство. Его форма и потери тепла в стенке за счет теплопередачи. Расчет размеров пространства сжатия производится по объему рабочего хода  $V_p$  и степени сжатия  $\lambda$ , которая может быть взята согласно таблице 6 стр. 724. Форма пространства сжатия, которая должна обладать по возможности гладкими поверхностями, определяется в значительной степени размещением клапанов (фиг. 1037).

<sup>1)</sup> Coehnd und Höttinger. Использование тепла в двигателях. Z. d. V. d. I. 1912 г. стр. 458; Kutzbach. Использование тепла в двигателях. ин. с. Z. d. V. d. I. 1912 г. стр. 1208.

Наиболее благоприятным в смысле  $\gamma_p$  является цилиндрическая форма камеры в виде лнзы, без выступов и „карманов“ (сравни также таблицу 7, стр. 725). Эта форма является легко выполнимой в вертикальных машинах простого действия, при условии расположения клапанов в крышке (фиг. 1037 f), а также во всех бесклапанных машинах, например в 2-поршневой машине Юнкера и Эхельгейера. Слабые своды (или жесткие) уменьшают напряжения.

Температура стенки. Она определяется температурой  $(t_g)_{st}$ , которая образовалась бы при отсутствии теплоотдачи в стенку, и количеством тепла, отводимого наружу и внутрь. Чем меньше отвод тепла, тем меньше перепад температуры относительно  $(t_g)_{st}$ . Отдельные части мотора, поскольку они свободно могут расширяться без вреда для себя, воспринимают в себе свою температуру, например, клапанные головки, выхлопные вентили, головки поршней, шнеки, при этом высоким колебаниям температур рабочего пространства соответствуют только незначительные и не глубоко распространяющиеся колебания температуры внутри материала. Все же части, служащие направляющими для движущихся деталей, кроме опасности испарения и коксования пужной смазки, (поршневые кольца, направляющая буфера клапанного шпиделя), могут привести к недовольным перекосам (клапанные седла). По этой причине (не считая коэффициента теплопроводности и опасности возникновения обратной вспышки) необходимо стремиться к уменьшению температуры стенок, однако, при условии соблюдения в стенке незначительного температурного перепада. Средства: прямое или косвенное охлаждение при помощи воздуха или жидкости, производимое внутри или снаружи. Охлаждение изнутри достигается включением ходов шпидки и обдувания — при 4-тактном процессе, специальной продувкой свежим воздухом, при помощи всасываемой или впрыскиваемой воды, также можно надежно регулировать определенные температуры стенок (напр. Баяки, моторы с запальной головкой и т. д.) или при помощи гидравлического поршня (насос Гемфри). Наружное охлаждение с помощью воздуха, воды или масла удобнее и надежнее. Наиболее удобным и легким является воздушное охлаждение, поэтому оно применяется для всех движущихся деталей: поршней, клапанов и для цилиндров небольших автомобильных и авиационных моторов. Так как коэффициент теплопередачи между стенкой и воздухом очень низок, то температура стенок лежит очень высоко. Улучшение, достигаемое за счет уменьшенного  $Q_g$  при искусственно увеличенного воздушного потока (воздуходувки или вращающиеся цилиндры) ведет к умеренно полезной мощности. Охлаждение с помощью жидкости (вода, за исключением соленых растворов для низких температур, и масла для высоких) применяется везде там, где воздушное охлаждение оказывается недостаточным.

### Теория теплопередачи через стенку <sup>2)</sup>.

Пусть:  $(\theta_k)_{st}$  — количество тепла, равномерно протекающее через стенку к охлаждающей среде и  $\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}$ , подвод которого к стенке за время цикла периодически колеблется;  $\theta_g, \theta_w$  и  $\theta_k$  — температуры друг к другу поверхности, через которые протекает тепло от охлаждаемой газом поверхности стенки  $(\theta_g)$ , через стенку  $(\theta_w)$  к охлаждающей

<sup>2)</sup> Сравни Rehfus и Olmator 1916—17, стр. 369 и Gebr. Sulzer, Машинное теплопередача в температурных напряжениях. Z. d. V. d. I. 1926 г., стр. 429



среде ( $O_k$ ). Если же поверхности не равны друг другу, тогда  $\psi_g = O_g : O_w$  и  $\psi_k = O_k : O_w$  обозначают отношения внутренней и внешней поверхностей к средней поверхности стенки;

$\Delta t_g^*$ ,  $\Delta t_w^*$  и  $\Delta t_k^*$  — температурные перепады, соответствующие температурным перепадам по внутреннему соприкасающемуся со стенкой слою воздуха, в стенке и в прилегающем к стенке слою охлаждающей среды, как результат процесса передачи тепла наружу;

$\alpha_g$  и  $\alpha_k$  — соответствующие коэффициенты теплопередачи;

$\lambda_w$  — коэффициент теплопроводности стенки (1 том, стр. 483 и сл.) в kcal/m<sup>2</sup> на  $\Delta t = 1^\circ$ ;  
 $\delta_w$  — средняя толщина стенки (в м).

Тогда

$$O_g(w_k)_m = O_g(\Delta t_g^* \alpha_g)_m = O_w \Delta t_w^* \lambda_w : \delta_w = O_k \Delta t_k^* \alpha_k.$$

Если заменить соприкосновение прилегающего к стенке слоя газа или охлаждающей среды «эквивалентной стенкой» (значительно более толстой) с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_w$ , то «эквивалентная толщина стенки» определяется

$$\delta_g = \lambda_w : (\psi_g \cdot \alpha_g)$$

$$\text{и} \quad \delta_k = \lambda_w : \psi_k \cdot \alpha_k \quad (\text{в м}).$$

Тогда получаем:

$$(w_k)_m = (\Delta t_g^*)_m \cdot \lambda_w : \delta_g = \Delta t_w^* \cdot \lambda_w : \delta_w = \Delta t_k^* \cdot \lambda_w : \delta_k.$$

На фиг. 1035 нанесены величины  $\delta$  и  $\Delta t^*$ , позволяющие производить в прямой  $ABCD$  отсчеты температур, при чем  $\Delta t_w^*$ ,  $\Delta t_k^*$ ,  $\delta_w$ , т. е.  $B$ ,  $C$  и  $D$  могут быть определены на опыте измерением достаточно точно.

$(w_k)_m$  составляет по различным опытным измерениям при полной нагрузке для наиболее сильно охлаждаемых мест 50 000—200 000 kcal/m<sup>2</sup> в час.

Положение точки  $A$  на продолжении  $DCB$  может быть приблизительно оценено, так как  $t_g^*$ , а вместе с ним и  $w_k = \Delta t_g^* \cdot \alpha_g$  подвигается на протяжении цикла продолжительными колебаниями <sup>1)</sup> и характеризуется средней величиной за цикла  $(\alpha_g)_m$ , т. е.  $(\Delta t_g^*)_m = (w_k)_m : (\alpha_g)_m$  и  $\delta_g = \lambda_w : \psi_g (\alpha_g)_m$ . Колебания  $w_k$  за время

<sup>1)</sup> По Nusselt'у (Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания. Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 692)  $\alpha_g \approx A \sqrt{p^2 T}$ , т. е. зависит от давления, абсолютной температуры и от фактора  $A = f(v_m)$ , который был оценен и определен Nusselt'ом как

$$A \approx 1 + \frac{5}{4} v_m, \text{ и Rehn's'ом как } A \approx 1 + \sqrt{v_m} \text{ для того, чтобы подвести}$$

в закон теплопередачи зависимость от скорости движения газа или, соответственно, скорости поршня. Влияние тепловой радиации составляет по Nusselt'у всего 10% от  $w_k$ , так как рассеянный газ лучеиспускает в 15 раз меньше черным тел.  $(\alpha_g)_m$  может составлять, смотря по рабочему процессу моторов, величину между 100 и 400 kcal/m<sup>2</sup> (Ср. Nusselt, Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 463).

совершеня цикла не распространяется глубоко в стенку <sup>1)</sup>, ввиду их высокого вакуумирующего влияния, так что, измеряя температуры в  $B$  и  $C$ , можно определить

$$(w_k)_m = \Delta t_w^* \cdot \lambda_w : \delta_w.$$

По сравнению с 4-тактными моторами  $(\Delta t_g^*)_m$  меньше в 2-тактных выше, а  $\delta_g$  ниже поэтому расчет, в случае одного и того же процесса, придется вести по двойной величине  $(w_k)_m$ . Помимо этого  $(\Delta t_g^*)_m$  сильно зависит от  $\phi_0$ , а стало быть и от  $p_m$ .

Перепад температуры турбины  $\Delta t_w^*$  в стенке обуславливается величинами  $\lambda_w$  и  $\delta_w$ . Если  $w_k = 100 000$  kcal/m<sup>2</sup>ч, то при  $\lambda_w \approx 50$  kcal/m<sup>2</sup>ч (чугун) и  $\delta_w = 50$  мм (или 0,05 м) имеем  $\Delta t_w^* = 100^\circ$ .

При алюминии  $\Delta t_w^*$  в 3 1/2 раза меньше, так как  $\lambda \approx 170$ . Слой котельной накипи ( $\lambda \approx 2$ ) и масла ( $\lambda \approx 0,1$ ) оказывают то же действие, что железная стенка толщиной равной 25 и 500-кратной толщине стенки, так что наличие накипи оказывает сильное влияние на температуру стенки. Чем больше  $w_k$  (2-тактные и быстроходные моторы), тем более важно отсутствие накипи в наличие тонких стенок.

Внешняя температура (в случае покрытой рубашкой) получается по фиг. 1035, если  $(t_g^*)_m = \Delta t_g^* + \Delta t_w^* + \Delta t_k^*$  как  $\Delta t_k^* = (t_g^*)_m \cdot \delta : \lambda$  или  $\approx (t_g^*)_m \cdot (\alpha_g)_m : (\alpha_k)_m$  или  $\approx w_k : \psi_k \cdot \alpha_k$ , т. е. она в значительной степени определяется величиной  $\psi_k \cdot \alpha_k$ .

При воздушном охлаждении  $\alpha_k$  зависит от скорости движения воздуха. По Юргесу

(1 том, стр. 493) при плоской стенке и  $v \leq 5$  м/сек,  $\alpha_k \approx 5 (1 + 0,7 \cdot v)$ , по опытам Гребера с трубами (1 том, стр. 489)  $\alpha_k$  значительно больше. Не смотря на это, если не позаботиться о создании большой величины  $\psi_k = O_k : O_w$  например, помощью охлаждения ребрами и повышению  $\sigma_k$  для очень большой скорости воздуха, температура стенки получается все же высокой. При  $\psi_k = 5$  и  $\alpha_k = 40$  имеем бы  $\delta_k = \lambda_w : (\psi_k \cdot \alpha_k) = 50 : (40 \cdot 5) = 0,25$  м = 250 мм и при  $w_k = 40000$  получили бы перепад температуры стенки, относительно температуры воздуха, равный  $\Delta t_k^* = 40000 : (5 \cdot 40) = 200^\circ$ . Цилиндрическая вилка, в которой движется поршень, оказывает влияние, аналогичное цилиндру ребер. На уменьшение эквивалентной толщины стенок, а вместе с тем и повышение температуры на внутренней поверхности стенки оказывает благоприятное влияние, при увеличении внешней поверхности, применение хорошо теплопроводящих металлов (алюминий, электрон).

При водяном охлаждении при неподвижной воде  $\alpha_k = 500$  kcal/m<sup>2</sup>ч, с возрастанием скорости течения воды и при больших  $\Delta t_k^*$  оно может достигать значений до 3000 и более (1 том, стр. 491), в случае испарения воды (парообразования)  $\alpha_k = 2000$ —8000, так что  $\delta_k$  (в м) очень мало. Для  $\psi_k = 1$  и  $\alpha_k = 1500$  имеем бы  $\delta_k = 1 : 30$  м = 33 мм (считая по железу) и при  $w_k = 100 000$  kcal/m<sup>2</sup>ч получили бы  $\Delta t_k^* = 66^\circ$ .

Тепловой баланс теплопередачи через стенку. Если  $O_m$  средняя величина внутренней воспринимающей тепло поверхности стенки мотора и  $F$  поверхность поршня, то количество выделившегося на 1 м<sup>2</sup> от  $O_m$  тепла (в случае  $\eta_{sch} = 1$ ) равно для 4-тактных моторов  $w = 900 000 \cdot Q_0 \cdot v_m : F$  в kcal/m<sup>2</sup>ч. (Для 2-тактных моторов  $w$  в 2 раза больше). Поэтому, считая, что в моторе 30—45% тепла обращается в гидравторную работу, количество тепла, уходящее через стенку и с выхлопными газами, равно 70—55%.

Пример 1. Дизель большой мощности: для  $Q_0 = 0,33$  kcal/l (таблица, в стр. 724),  $v_m = 4$  м/сек и  $O_m : F = 5,3$  имеем: для 4-тактного процесса —  $w = 300 000$  kcal/m<sup>2</sup>ч

<sup>1)</sup> По Goltz, Sulzer, в дизелях только на границе  $\sqrt{2 \cdot 0,01}$  (мм); сравни также Jakob, Температурные колебания и поглощение тепла в поршне двигателях внутреннего сгорания, Z. d. V. d. I. 1922 г., стр. 1138.



и для 2-тактного 600 000 kcal/m<sup>2</sup>h, так что, при  $\tau_d = 45^\circ$ , остаются не использованными 165 000 kcal/m<sup>2</sup>h при 4-тактном и 330 000 kcal/m<sup>2</sup>h при 2-тактном процессе, из которых около половины уходит через стенку в охлаждающую воду. В среднем надо считать по  $w_k = 8.000$  (соответственно 165 000), местами значительные  $w_k$  повышаются до  $w_k = 100 000$  — соответственно 200 000 для 2-тактного процесса. Поэтому в 2-тактных моторах большой мощности стремятся к резкому охлаждению с высотой  $s_k$ , применяют для всех частей водное охлаждение, внимательно следят за уплотнением воздушных мешков, где неизбежно возникает местное парообразование. В среднем  $w_k : w = 0,28$ . Примерно столько же (25%) уходит с выхлопными газами.

**2. 4-тактный авиационный мотор.** При полной мощности принимается:  $Q_0 = 0,56$  kcal/l,  $c_m = 7,5$  m/sec,  $O_m : F = 4,2$ . Отсюда  $w = 900 000$  kcal/m<sup>2</sup>h при  $\tau_d = 40^\circ$  в стенку и с выхлопными газами уходит 540 000 kcal/m<sup>2</sup>h. Ввиду того, что при циркуляционном охлаждении  $w_k$  местами может достигать до максимальной величины  $w_k = 200 000$  (под парашелом) и так как вода притекает к поршню и клапанам уже с температурой в 60—70°, то в среднем считают по  $w_k = (2 : 3) \cdot 200 000 = 133 000$  kcal/m<sup>2</sup>h, поэтому  $w_k : w = 133 000 : 900 000 \approx 0,15$ . Из этого количества около 45% уходит с выхлопными газами, по этой причине выхлопные клапаны и трубопроводы всегда нагреваются до красного каления.

Отношение  $w_k : w$  или  $W_k : W$ , где  $W_k$  и  $W$  обозначают отводимое с охлаждающей водой и полное количество тепла, отнесенное к 1 ат. S. h возрастает с относительным увеличением соприкасающейся с водой внешней поверхности и падает с уменьшающейся скоростью поршня, так что  $w_k : w = W_k : W = f(O_k : Fv_m) = 0,15 — 0,5$ .

Опытные данные величин  $W_k$  смотри таблицу 9.  $W_k : W$  в среднем равно 0,25—0,35. Отсюда можно определить диаметр поршня в количестве охлаждающей воды, если заданы ее температурами при входе и выходе. При  $W_k = 900$  kcal/e P. S. h и  $t_a - t_e = 45^\circ - 15^\circ = 30^\circ$ , подаваемое насосом количество охлаждающей воды =  $900 : 30 = 30$  l/e P. S. h. Обычная температура входящей воды  $t_a$  для больших стационарных двигателей равна от 40 до 60°, для авиационных моторов с циркуляционным охлаждением = 70—90°. (Температуры входящей воды выше 40° создают благоприятное условие для конденсации паров воды, содержащихся в продуктах

Таблица 9. Количество тепла, уносимого при полной нагрузке с охлаждающей водой.

Тип	Количество тепла, уносимого водой $W_k$ в kcal/e P. S. h
Стационарные газовые двигатели простого действия . . . . .	800—1500
Стационарные 4-тактные дизели простого действия . . . . .	500—800
Большие 2-тактные дизели простого действия . . . . .	400—500 <sup>1)</sup>
Газовые двигатели двойного действия . . . . .	700—900 <sup>1)</sup>
Автомобильные моторы . . . . .	600—800
Авиационные моторы . . . . .	350—500

<sup>1)</sup> Из этого около 1/4 на охлаждение поршней

Устройства для обратного охлаждения) без расхода воды: для небольших стационарных двигателей при помощи больших охлаждаемых брызг, достаточной величины охлаждающей поверхности с термостатической циркуляцией воды.

В автомобильных и авиационных моторах ради уменьшения веса применяется обратное охлаждение при помощи обтекаемых воздушных радиаторов, обладающих особо

малой емкостью воды при большой величине внешней поверхности. (Специальные конструкции фэбрик, изготовляющих радиаторы). Расчетной величиной этих радиаторов (при неизменяемости размеров в глубину) является величина любой поверхности; при этом расчет сильно зависит от скорости движения воздуха перед радиатором<sup>1)</sup>.

Для $v =$	10	20	30	40 m/sec.
часовое количество тепла, отводимого охлаждающей водой с 1 m <sup>2</sup> . . . . .	60 000	100 000	130 000	150 000 в kcal
(+ 20% смотри по типу охлаждаемых).				

в) С расходом воды: при помощи испарения воды непосредственно в самом моторе (в небольших моторах) при условии удачного направления охлаждающей воды и устройства паровых мешков, если пар не конденсируется, то расход свежей воды на охлаждение составляет от 1,5 до 2 l в 1 P. S. h. При больших моторах применяются нормальные устройства обратного охлаждения (градирни, охлаждающие испарители) с примерно одинаковым расходом охлаждающей воды.

**Тепловые напряжения<sup>2)</sup>.** Представление, изображенное на фиг. 1035, позволяет определить температуры и величину температурных перепадов  $\Delta t_w^\circ$  в стенке. Отсюда два рода тепловых напряжений: а) вследствие невозможности свободного теплового расширения внутри неравномерно нагретых стенок ( $\Delta t_w^\circ = w_k \cdot \bar{c}_k [m] : \lambda_w$ ) (например в крышках, стенках цилиндра и днашках поршней), б) вследствие давления, не учитываемого при полном свободном тепловом расширении горючих стенок со стороны прижимающих к ним соседних более холодных стенок [ $\Delta t_w^\circ = w_k \cdot (\bar{c}_k \cdot z_k)$ ]. Возникающие температурные напряжения растут вместе с величиной вызывающего давления температурного перепада  $\Delta t^\circ$ , с коэффициентом теплового расширения и модулем упругости  $E$ , далее увеличивается в несколько раз, благодаря „усадке“ около отверстий и резких переходов. Особенно неблагоприятны тепловые напряжения в районах местных повышений температур, например, у резких закруглений в клапаных коробках, где  $O_{\theta} > O_k$ <sup>3)</sup>. Результаты: образование трещин, например в поршне, в стенках цилиндра и крышках, в штуцерах клапанов и свечей, у боковых карманов, особенно в больших моторах и 2-тактных двигателях с толстыми стенками.

Предохранительные меры: а) низкая температура внутренней поверхности стенки  $t_w^\circ$  за счет небольшой величины литрового тепла, внутреннего охлаждения и продувки во время смены рабочего тела, б) небольшая длина пути от внутренней поверхности стенки до охлаждающей среды, поэтому в крупных двигателях употребляют ребристое литье с меньшими толщинами стенок, распорные болты, ажурные кольца и т. п., избегают резких переходов, выступов и желобков, в) применяют материалы хорошо проводящие тепло, например алюминий и сплавы меди, или д) материалы, лучше сопротивляющиеся разрушению при нагрузке на давление и разрыв, т. е. сталь или стальное литье вместо чугуна, е) равномерное омывание стенок охлаждающей водой и устране-

<sup>1)</sup> Döhlhoff, Испытание автомобильных радиаторов, Z. d. V. d. I. 1910 г.; L. Rietger, Расчет трубчатого воздушного радиатора, Z. f. ang. Math. u. Mech. 1925 г.; стр. 253 и Z. d. V. d. I. 1926 г., стр. 356. Pölz, Охлаждение и охладители для авиационных моторов, Berlin, 1920 г., Schmidt.

<sup>2)</sup> Eichelberg, Температурный процесс и тепловые напряжения в двигателях, инт. экстр. Mitt. Forsch. u. Geb. Schweiz, Z. d. V. d. I. 1916 г., стр. 429.

<sup>3)</sup> Oelger, Процесс изменения температур в обтекаемых плоских любой формы, Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 506.

ние (паровых) мешков, очистки стенок и устранение образования котельного налета (накипи), *f*) желательна возможность свободного расширения горячих стенок, например: применение свободно удлиняющихся цилиндрических боек, пружинящих эластичных рубашек. В остальном опыт учит насколько необходимо применение удорожающих конструкций, специальных мер.

**Цилиндр.** Толщина цилиндрической буек может уменьшаться по мере удаления от внутренней мертвой точки, соответственно уменьшающейся величине рабочего давления; напряжение может быть значительно повышено при помощи соседних частей, или также ребер или анкерных колец, так что для улучшения охлаждения тепловых напряжений возможно применение стенок с ограниченной толщиной. Учитывая возможность смещения центра (если невозможна наружная обточка цилиндра) и предусматривая необходимость постоянного просверливания цилиндра буром, смотря по обстоятельствам, допуск от 5 до 15 мм.

В стационарных моторах простого действия крышка обычно отделяется от цилиндра, цилиндрическая боек („Laufbüchse“) выполняется из чугуна сменной (фиг. 1039, 1041 и 1046), из лучшего твердого чугуна, в легких моторах также из стали или из стали с тонкостенной чугунной втулкой (фиг. 1036). Укрепление производится таким образом, чтобы было возможно расширение буек относительно более холодной рубашки. В небольших и в авиационных моторах отливают цилиндр с крышкой и с охлаждающей водяной рубашкой в одно целое, часто также в одну отливку соединяют 2—4 цилиндра вместе (блочный тип).

Напряжения от нормальной составляющей давления поршня в распродвинутых, углубленных или подерганных цилиндрах незначительны, все же при креплении цилиндра на картере давление это приходится учитывать. Рубашка цилиндра часто, например при несменных цилиндрах простого и двойного действия (фиг. 1040, 1043 и 1044), воспринимает осевое давление мотора и должна поэтому рассчитываться на разрыв; в остальных случаях ее толщина определяется производственными условиями. В легких моторах она выполняется из жести (фиг. 1036) (приварена) или из алюминия; однако, ее дешевле делать из чугуна для стального

лития, при этом толщина стенок определяется технологическими условиями лития. Кроме того, при назначении толщины стенки принимается во внимание максимальное давление водопровода (продавливание водой, или мероприятие против замерзания зимой во время остановки). Там, где плотность цилиндра, например, в небольших моторах, должна быть пущана гидравлическим давлением до 30 ат, рубашка должна выдерживать это давление, при чем при однократной холодной пробе допустимо  $\sigma_c = 600 \text{ kg/cm}^2$ . Благодаря наличию в цилиндрах моторов двойного действия поршневых штоков клапана размещаются непосредственно в самом цилиндре, для чего необходимы специальные углубления.

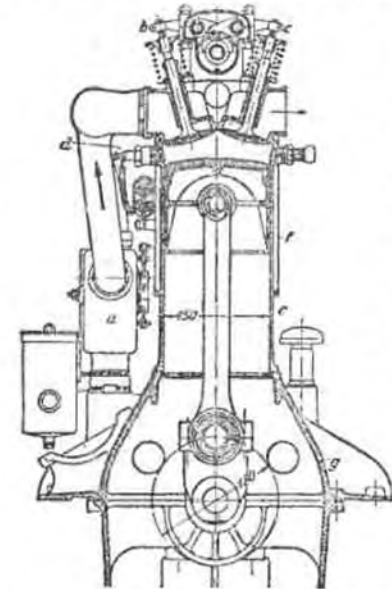
Клапаны располагаются или на одной плоскости с поверхностью цилиндрической буек (фиг. 1037 *e*), или в рубашке цилиндра, в этом случае они отделяются от цилиндра лукообразными карманами (фиг. 1037 *b*). Недостатки в рубашке при большой толщине стенок являются часто привычной „тепловой трещиной“. В больших машинах применяются также цилиндры из стального лития, с вставными чугунными буюками.

**Крышка цилиндра и цилиндрическая головка.** Форма тела, закрывающего цилиндр, была бы очень проста, если бы в нем не помещались клапаны: помещены в нем уже только одного главного клапана, который ради более легкого уплотнения охотно располагается вертикально, сильно усложняет отливку. В небольших моторах крышка обычно выливается в одно целое с цилиндром и рубашкой, в больших—отдельно. Внутренняя и внешняя стенки прошиваются штуцерами для клапанов и свечей.

Для более удобного выпячивания обочих клапанов и для охлаждения выхлопного клапана свежим газом самым лучшим является расположение обочих клапанов по одной оси в одном кармане рабочей камеры (фиг. 1037 *a* и *d*), также часто применяется расположение в двух карманах (фиг. 1037 *b* и *c*). Все же в целях большей крепости стенок и лучшего качества створания расположение без карманов (фиг. 1037 *e* и особенно 1037 *f*) является тем более целесообразным в необходимом, чем больше  $(t_p^s)_m$  (см. выше стр. 724, опыты Р и кар д о).

Последнее расположение применяется поэтому также для больших горизонтальных машин (большого размера  $v_m$ ) и особенно для 2-тактных моторов, в то время как типы *d* и *e* получают, благодаря более дешевому приводу к распределению, распространение на небольших вертикальных машинах. Уплотнение стыков у больших цилиндрических головок производится при помощи колец и заточки с азбестовой прокладкой или, иначе, посредством уплотнения, приспособленного к большому давлению, в небольших моторах применяются также медно-азбестовые эластички.

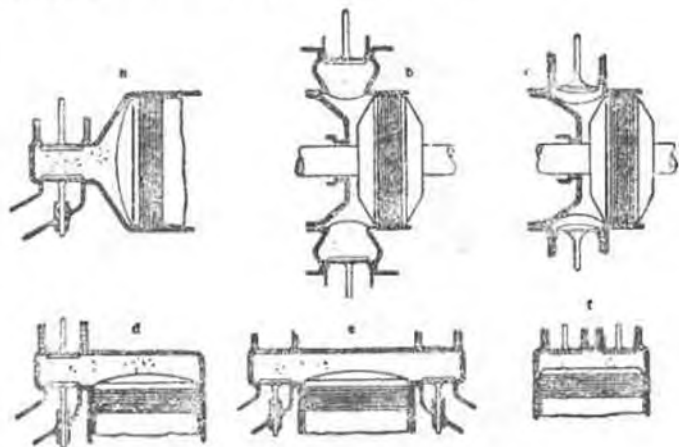
Клапаны и прочие вставки как части стенок. Клапаны, поскольку это возможно, выполняются без специального охлаждения и из одного куска металла. Размеры определяются, исходя из соображений потерь напора потока (см. выше). Так как температура охлаждаемых дисков растет вместе с ростом диаметра  $d$  и средней температурой  $(t_p^s)_m$ , а последняя в свою очередь поднимается с увеличением литрового тена  $Q_0$  и скорости движения поршня  $v_m$ , то, как правило, имеем допустимую величину диаметра для таких дисков  $d \approx c: (Q_0 v_m)$  мм, при чем для выхлопных клапанов  $c \approx 300-350$ . Начиная с определенной границы предпочтительно иметь несколько неохлаждаемых клапанов, чем один охлаждаемый,



Фиг. 1036. Цилиндр цилиндрического мотора Баварского моторного завода (для 25 л.с. сил в цилиндре при 1400 об./мин.). *b* — левый клапан; *c* — выхлопной клапан; *d* — смесь воды; *e* — сталь; *f* — цилиндр; *f* — рубашка на втулке.

Напряжения от нормальной составляющей давления поршня в распродвинутых, углубленных или подерганных цилиндрах незначительны, все же при креплении цилиндра на картере давление это приходится учитывать. Рубашка цилиндра часто, например при несменных цилиндрах простого и двойного действия (фиг. 1040, 1043 и 1044), воспринимает осевое давление мотора и должна поэтому рассчитываться на разрыв; в остальных случаях ее толщина определяется производственными условиями. В легких моторах она выполняется из жести (фиг. 1036) (приварена) или из алюминия; однако, ее дешевле делать из чугуна для стального

Распределение клапанов облегчается небольшой скоростью поршня, но их размещение и охлаждение стенки выходит большей частью дороже. Неохлаждаемые клапана больших размеров целесообразно делать чугунами со стальной цилиндрической частью, меньших — для легких моторов и специальных сортов стали. Всапывающие клапана 4-тактных и 2-тактных машин достаточно охлаждаются свежей смесью. Возможность вынимания клапана благодаря фонаря наружу, а во внутрь без фонаря осуществляется только в легких моторах и при условии недостатка места (фиг. 1030, двигатель В в  $\pi$ -дизель и фиг. 1036).



Фиг. 1037 а—f.

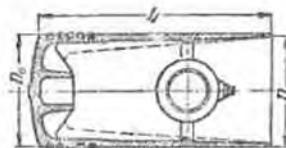
Уплотнение всех седел должно располагаться возможно ближе к рабочей камере, чтобы было меньше места для образования грязи и ржавчины, а также чтобы облегчить вынимание их. Отверстие для индикатора в моторах, работающих с зажиганием смеси, должно быть заложено стержнем, иначе при резких сменах возможно образование ранних вспышек.

Поршни. В моторах простого действия с водяным охлаждением цилиндра поршни до больших размеров могут оставаться без охлаждения. В этом случае передача тепла от горячих днищ поршней может осуществляться через теплопроводность и через тепловую радиацию как в охлаждаемую стенку цилиндра, так и в воздух. Путем применения многочисленных, увеличивающих кривизну, ребер, и особенно материала с большей теплопроводностью (например, алюминий) можно иметь более холодные поршни и уменьшить тепловые напряжения. Начиная с некоторого определенного диаметра, смотря по величине  $Q_0 \cdot v_m$  и теплоотдачи в стенку цилиндра и в воздух, поршень должен конструироваться с водяным (или масляным) охлаждением, во избежание эксплуатационных

трудностей; в форсуночных моторах с сильным обогреванием днища поршня топливным факелом это приходится делать раньше, чем в моторах, работающих с зажиганием смеси, в 2-тактных моторах раньше, чем в 4-тактных. Для чугунных поршней существует среднее примерное правило:

$$D \approx \epsilon \sqrt{v_m} = Q_0 \cdot v_m \text{ мм, где } \epsilon = 400-450 \text{ в моторах, работающих с зажиганием смеси,} \\ \epsilon = 320-400 \text{ в форсуночных моторах,} \\ \epsilon = \text{число тактов (2-тактный или 4-тактный двигатель)}$$

Это соответствует в стационарных моторах, работающих с зажиганием смеси ( $v_m = 4$ ) пограничной мощности — в 150 P. S. в цилиндре, наоборот в авиационных моторах ( $v_m = 9 \text{ m/sec}$ ) это соответствует — 50 P. S. Большие мощности и особенно моторы двойного действия требуют охлажденной поршневых днищ. По валовое выполнение подвода и отвода охлаждающей жидкости к двигающемуся поршню значительно повышает стоимость. При полной нагрузке поршень должен иметь в цилиндре допуск, обеспечивающий свободное движение (Laufsitz), с тем, чтобы в холодном состоянии зазор был больше, величина зазора согласуется с температурным перепадом обеих частей и коэффициентом расширения материала, его абсолютная величина определяется опытом. Неохлаждаемые чугунные поршни моторов, работающих с зажиганием смеси (фиг. 1035), выполняются в своей головной части уже в 2 до 5  $D : 1000$  далее  $D_0$  постепенно увеличивается; в форсуночных моторах сужение еще больше. В алюминиевых поршнях зазор настолько велик, что приходится, для уничтожения стуков при холостом ходе, применять эластичные направляющие.



Фиг. 1038.

Уплотнение поршней и цилиндра производится при помощи расправляющихся эластичных чугунных поршневых колец; уплотнение затрудняет проникновение грязи и остатков масла. При чересчур высоких температурах поршней и плохой смазке кольца делаются сухими, жесткими и не производят уплотняющего действия. В моторах двойного действия применяются дисковые поршни с поршневыми штыками, уплотнение которых достигается помощью сальника со стигнивающимися чугунными кольцами. (Детали машины фиг. 215). Уплотнение клапанов требует производства в определенные промежутки времени притирки последних (особенно выхлопного клапана), уничтожения перекоса клапана или клапанного седла и применения односедельных клапанов.

Выходной клапан в автомобильных и в авиационных моторах ввиду высоких температур выполняется из вольфрамовой стали.

2. Кривошипный механизм. Направляющие и кривошип. Значительному удешевлению моторов простого действия способствует то обстоятельство, что соединенные направляющей с цилиндром и кривошипа с поршнем может быть осуществлено самым простым способом (сравни фиг. 238 — поршни газового двигателя завода Deutz). Кроме того, объема поршня



хватает на помещение поршневого пальца даже в 4-тактных моторах, работающих с зажигом смеси и давлением сжатия в 40 ат. Вследствие этого и благодаря отпадению дорогого стоящего охлаждающего дна поршня, моторы простого действия до определенных цилиндрических мощностей, при которых охлаждение поршня является необходимым, имеют перед моторами двойного действия значительное преимущество. В целях рационального использования кривошипно-шатунного механизма 4-тактные моторы двойного действия целесообразно выполнять по типу тандем (начиная с 600 P. S.). Для повышения мощности в моторах простого действия, число цилиндров увеличивается до 2, 3, 4, 6, 8, в легких моторах значительно выше, например, посредством применения расположения в ряд «рядовое расположение» (в данном случае однократное включение по типу тандем), так и соединение многих шатунов на одной кривошипной шейке: угловое и звездообразное расположение.

Для восприятия давления на направляющие при правильной конструкции поршня может служить полностью вся длина  $L$  (фиг. 1038), лучше для этого использовать часть поршня, свободную от колец. Смотри по этому поршневой палец может располагаться более или менее глубоко в теле поршня. Для уменьшения изнашивания и более покойного хода в момент перемены давления на направляющие, а также для лучшей теплопроводности в цилиндре необходимо обеспечивать в стационарных моторах достаточную длину поршня; в горизонтальных моторах длина поршня и цилиндра определяется из условия, что поршень должен выниматься из цилиндра через кривошипную камеру. Максимальное напряжение от нормальной составляющей (на направляющие) не больше 0,5—1,5 ат. Средние величины  $L : D$  от 2,25 для небольших и до 1,25 в больших и автоматических моторах.

В целях предохранения от нагревания направляющая поверхность поршня должна иметь в плоскости вращения кривошипа очень свободную пригонку для движения (leichter Laufsitz—род пригонки в системе допусков); в плоскости, нормальной к плоскости вращения кривошипа, вблизи поршневого пальца, направляющие должны быть больше «выбраны», так как в этом месте при нагревании пальца и поршня возникает легкое заедание.

Толщина стенок небольших поршней определяется производственными условиями, в больших—условиями рациональной передачи осевого давления на поршень и давления на направляющие к поршневому пальцу; формы остальных частей поршня определяются исключительно условиями производства литья и обработки и достаточной жесткости. В несущей части поверхности поршней больших размеров применяются также ради возможности установки и регулировки величины зазора, специальные башмаки; для той же цели употребляется заливая антифрикционные металлами. В противном случае необходимо через более или менее длинный промежуток времени производить расверливание цилиндрической буры и вставлять более толстый поршень. Во избежание образования трещин, поршни больших размеров часто выполняются со съёмным днищем (с уплотняющей частью или без нее).

Охлаждаемые поршни машин простого действия при большом диаметре для 2-тактных и для быстроходных машин снабжены

большую часть телескопическим сочетанием труб, подводящих воду или масло для охлаждения. Последнее имеет преимущество в сравнении с неилотным шпиритным соединением, но требует дорогой установки для обратного охлаждения масла, поэтому применяется только в судовых двигателях, с целью устранения возможности проникновения морской воды в цилиндр. В моторах двойного действия применяются нормальный кривокопф (см. детали машины) и нормальные направляющие (без водяного охлаждения), а то время как в моторах простого действия охлаждение направляющей получается благодаря обтеканию воздухом.

**Кривошипный механизм.** Напряжение в цапфах составляет для 4-тактного мотора:

$$\begin{aligned} p_{\max} &= 125-150 \text{ kg/cm}^2 \text{ в поршневом пальце,} \\ p_{\max} &= 100-120 \text{ " " в шатунной шейке,} \\ p_{\max} &= 30-40 \text{ " " в шейках вала.} \end{aligned}$$

В машинах простого действия, ради достижения «мягкого» хода при смене давления и при резких вспышках, рекомендуется делать поршневой палец настолько больших размеров, как только это позволяет размеры поршня. Толщина пальца определяется напряжением на изгиб. Палец проре укреплять в поршне, а не в шатуне, при этом надо его так зафиксировать, чтобы он не имел свободных перемещений; с другой стороны—необходима возможность свободного удаления, поэтому рационально применить соединение на конус или при помощи нажимных шурупов.

В шатунах необходимо обратить внимание на прочность на продольный изгиб при ранней вспышке или при пуске (см. выше стр. 137).

Концевые кривошипы делаются очень толстыми, ввиду невыгодного отношения  $P : r^2$  или  $d : s$  (см. выше стр. 142), наибольшие размеры кривошипа получает в длинноходных машинах двойного действия (Америка). Поэтому концевые кривошипы соединяются только легкими маховиками (в небольших и автомобильных двигателях, фиг. 1040) или устанавливаются 3-й опоры позади маховика. Величины: расстояния между серединами подшипников вала—примерно  $2-2,2 D$ , диаметр шейки шатуна  $d \approx 0,48 D$  для моторов с зажигом смеси и  $d = 0,55 D$  для дизелей, соответствуют допускаемым в обычных стационарных двигателях напряжениям. Длина цапфы определяется по  $p_m v$  (см. выше стр. 153), при чем  $p_m$  представляет из себя среднее давление за весь рабочий цикл (период), включая давление от инерционных сил в веса.

Максимальный крутящий момент имеет место при угле поворота кривошипа около  $35^\circ$  и вычисляется по окружному усилию  $(p_n)_{\max} \approx 0,40 (p_d)_{\max}$  для моторов с зажигом смеси, работающих по циклу Отто, и  $(p_n)_{\max} = 0,60 (p_d)_{\max}$  для форсуночных моторов с отработкой топлива под постоянным давлением.

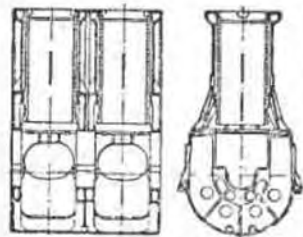
Средний крутящий момент определяется по  $(p_n)_m = (2 : \pi) \cdot (z : i) \cdot p_{me}$ , где  $i$ —число тактов (2 или 4) и  $z$ —число цилиндров.

Станины. В горизонтальных двигателях выполняются односторонними с широким основанием (фиг. 1011 и 1012), что обеспечивает очень удобную монтаж и вынимание вверх всего шатунного механизма, включая поршень (не снимая цилиндрической головки и распределения). Для уменьшения сильного изгиба рамы необходимо стремиться



совместить нейтральную ось рамы возможно ближе к оси цилиндра; несмотря на это напряжение от изгиба редко бывает меньше 2-кратного напряжения от разрыва. В небольших моторах рамы делаются со сплошными стенками с утолщением, в больших моторах применяются пустотелые конструкции. Высота оси вала (над полом) определяется исключительно условиями обслуживания машины.

В вертикальных моторах в данное время применяется исключительно нижнее расположение коленчатого вала. Это определяет форму станины, дающую легкую возможность производства монтажа в спокойном состоянии машины, в то же время на доступности к осмотру подшипников обращается внимание только в тяжелых тихоходных моторах. Фиг. 1039 дает изображение рамы многоцилиндрового быстроходного дизеля завода MAN<sup>1)</sup>. Вынимание поршней и шатунов производится обычно вверх после крышки или цилиндра с деталями распределения.



Фиг. 1039.

3. Привод. От даваемой мотором мощности часть берется на различные приводы. Распределение, зажигание, смазка, охлаждение. Привод органов распределения, зажигания и пуска требует вообще не много энергии.

Мощности мотора, максимальный момент требующийся для открытия выпускного клапана соответствует 5—10% крутящего момента мотора, привод распределения 4-тактных моторов производится от специальных распределительных валков, вращающихся с числом оборотов равным  $n/2$ . Распределительные валки располагаются или поверх цилиндра (с короткой передачей к клапанам, фиг. 1036) или в станине (с длинными распределительными тягами, фиг. 1045b). Последний тип, с точки зрения расположения подшипников распределительного валка, удобнее. Передача движения клапанам производится обычно при помощи кулачков и рычагов или тяг, реже с помощью эксцентриков и катающихся рычажков; привод магнето и распределения зажигания, счетчик числа оборотов, механические смазывающие приспособления и иногда также насосы для охлаждающей воды производится при помощи соответствующей передачи от мотора, однако, часто также производит установку снабжения смазкой и охлаждающей водой отдельно от двигателя.

Насосы, дозирующие подачу топлива и воздуха, компрессора распыливающего воздуха и продувочные насосы. Форсуночные моторы требуют величины управляемых от регулятора специальных дозирующих насосов, задача которых заключается в нагнетании и отмеривании требующегося на 1 инжекцию количества топлива (фиг. 1031), 2-тактные моторы, работающие с зажиганием смеси, также нуждаются в аналогичных насосах, которые бы отмеряли нужное для 1 цикла количество воздуха и газа; работа этих насосов, как и в первом случае, производится

под управлением от регулятора. Вследствие такого управления, эти насосы трудно отделямы от мотора. Наоборот, добывание распыливающего воздуха, нужного для раздробления жидкого топлива, например: в форсуночных моторах, точно так же добывание продувочного воздуха во всех 2-тактных моторах и в 4-тактных моторах может производиться при повышенной мощности в особых местах отдельно от мотора. Однако, в целях устранения потерь, возникающих при передаче, для использования станины мотора в 2-тактных моторах для объединения отмеривающих насосов с насосом продувочного воздуха, более экономично осуществлять также и этот привод непосредственно от источника энергии, например, производить его от поршни или ответвлять от коленчатого вала.

4. Уравновешивание. Маховики. Для уменьшения неравномерности вращения на коленчатом валу энергии 4-тактного процесса необходимо применять тяжелые маховики (отдел деталей машин стр. 334). Обозначим через  $G_2$  вес обода маховика, вращающегося с окружной скоростью  $v$ , отнесенный к 1 литру суммарного объема рабочего хода двигателя, т. е.  $(G_2)_0 = G_2 \cdot V_h$ , тогда степень неравномерности мотора получается как  $\delta = k p_{me} : [(G_2)_0 \cdot v^2]$ , где величины  $p_{me}$  — среднее эффективное давление и величина  $k = (n_a \cdot n) \cdot (\psi : 45)$  для нормальных моторов, работающих с зажиганием смеси в полной нагрузке, могут быть взяты из таблицы 69 (см. детали машин, стр. 338). Значение величины  $k$  может оставаться тем же также и для машин меньших мощностей, при соответственном уменьшении значения давления (например, при регулировании впусканием), в том, где действие масс исчезает мало (см. ниже). В форсуночных моторах, типа дизеля, оно больше на 20—40%.

При данном  $\delta$  случайные пропуски и преждевременные вспышки в одном цилиндре оказываются, по причине малости  $(G_2)_0$ , тем более неблагоприятными, чем больше число цилиндров. Поэтому рационально в многоцилиндровых моторах ограничивать величину  $(G_2)_0$ . Кроме этого,  $\delta$  должно быть достаточно мало для возможности работы на малых числах оборотов.

Относительно размещения необходимой массы маховика в его обode и в шлицах см. Уравновешивающие детали машин стр. 334 и 178.

Уравновешивание колебаний энергии имеет значение для встречающихся в вале крутильных колебаний (стр. 321). Разложение кривой тангенциальных усилий в смещенные синусоидальные колебания, с числом колебаний  $n_a, 2n_a, 3n_a$  и т. д., дает возможность взучить влияние частот различных импульсов, которые (частоты) не должны в продолжении длительного периода времени совпадать с собственным числом колебаний валов.

Точно так же и генераторы переменного тока обладают по сравнению с весом некоторым собственным числом колебаний, величина которого зависит от  $G_2$ . В этом случае  $G_2$  выбирается такой величины, чтобы не получалось опасного резонанса с частотой кривой тангенциальных усилий.

Давление инерционных сил в шатунном механизме возникает благодаря возвратному движению масс шатунного механизма. (Поршни, поршневые штыки, шатунная часть). (Ср. Детали машин. Механизм

<sup>1)</sup> Nagerl, Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 680.

кривошип и шатуна). Литровый вес этих масс составляет, смотря по конструктивному выполнению и длине для:

бескрейцкопфных поршней и шатунов  $\left\{ \begin{array}{l} 1-3 \text{ кг для всех типов автомобильных моторов простого действия} \\ 4-6 \text{ кг для стационарных моторов простого действия (для дизелей 5-7);} \end{array} \right.$

для дисковых поршней с преиккопфом 3-4 кг для моторов типа тандем простого действия.

Уравновешивающее влияние этих возвратно-движущихся масс на действующее усилие выражается в обычных шатуновых механизмах (не считая их собственного веса и вертикальных маховиков) в виде периодического давления. При отношении радиуса кривошипа к длине шатуна  $r:l = \lambda$  имеем:

$$P_k [at] = -2 (G_k)_0 \cdot (v:10)^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha),$$

так что во внешней и во внутренней мертвой точке:

$$(P_k)_T [at] = \mp 2 (G_k)_0 \cdot (v:10)^2 \cdot (1 \pm \lambda),$$

где  $v$  — максимальная скорость поршня (или шатунной шейки).

Давление масс вызывает в шатунном механизме уменьшение давления взрыва на  $(P_k)_T$ , и перемену давления во время ходов всасывания и выхлопа в 4-тактных моторах, при большом  $(G_k)_0$  и  $v$ , а также и во время сжатия; при малой величине зазоров смена давлений оказывает благоприятное влияние на условия смазки цапфы крейцкопфа и направляющих; наоборот, при большой величине зазора вредно отзывается на спокойствии хода.

**Внешнее уравновешивание масс.** (См. выше стр. 328 и сл.). Качание масс шатунного механизма веса  $G_k$  и вращение эксцентричных масс веса  $G_e$  (кривошип, цапфа кривошипа и часть шатуна относятся к вращающимся массам) вызывают противоположные движения полой шейки массы мотора веса  $G_m$ , при чем величина этого движения меньше в отношении  $G_k:G_m$  или  $G_e:G_m$ . Путем возможного увеличения  $G_m$  (тяжелые рамы, фундамент и связь с почвой), также и путем уменьшения  $G_k$  можно перемещение мотора свести до допустимых размеров. Там, где не имеется в распоряжении достаточных масс или где колебания фундамента недопустимо велики например: у фундаментов на плавающей почве и у авиационных моторов всех типов добиваются возможного уравновешивания движущихся частей при помощи противовесов или надлежащих передач.

**Фундамент.** В стационарных моторах фундамент ради дешевизны делается из кирпича или бетона; на судах, автомобилях и аэропланах обычно — железный или из дерева. Они имеют своей задачей: 1) брать на себя обратное давление от рабочих машин и механических преобразователей энергии; 2) воспринимать вес мотора и служить достаточно жестким основанием для рамы и подшипников вала; 3) увеличению полой части масс  $G_m$  во всех недостаточно уравновешенных моторах, настолько, чтобы противоположные движения были незаметны или безвредны: массивный фундамент.

Глубина фундамента стационарных моторов выбирается около 5—6 D, и если возможно, то фундамент делается глубиной до естественной почвы.

Длина и ширина фундамента делаются по раме мотора, так что, например, для вертикальных моторов необходимая величина кладки берется около 0,25—0,5 м<sup>2</sup>/P.S., для горизонтальных — 0,4—0,7 м<sup>2</sup>/P.S. При полном уравновешивании масс фундамент должен быть надежно связан с рамой при помощи длинных анкерных болтов (примерно, через метр по болту); в том случае, если основание упруго, то рама при помощи болтов жестко схватывается в одно целое с чугунной анкерной платой. Выгодно применить соединение зубом с сильноточной подшивкой. Чем больше массы шатунного механизма, действие которых подлежат уравновешиванию, тем больше должны быть жестко примыкающие массы фундамента и земляного основания.

В полностью уравновешенном моторе массивный фундамент не нужен, особенно в авиационных моторах; для предупреждения распространения сотрясений, вызываемых большими моторами, желательно штолглы при помощи упругой успокаивающей среды, как, например: войлоком, пробкой и т. д. (ср. I том, стр. 455 и сл.).

**5. Пуск.** Первоначальное ускорение масс шатунного механизма, в которых аккумулируется энергия  $0,5 G_e \cdot v^2$  достигается:

1) в небольших моторах, около  $N_e \approx n:20$  при помощи рукоятки при установке поздней вспышки (против обратного удара),

2) в больших многоцилиндровых моторах при помощи зажигания в цилиндрах, наполненных легко воспламеняющейся смесью, причем зарядка производится или при помощи проворачивания мотора или специальным зарядным насосом. Проворачивание может производиться рукой или от электромотора при декомпрессии сжатия,

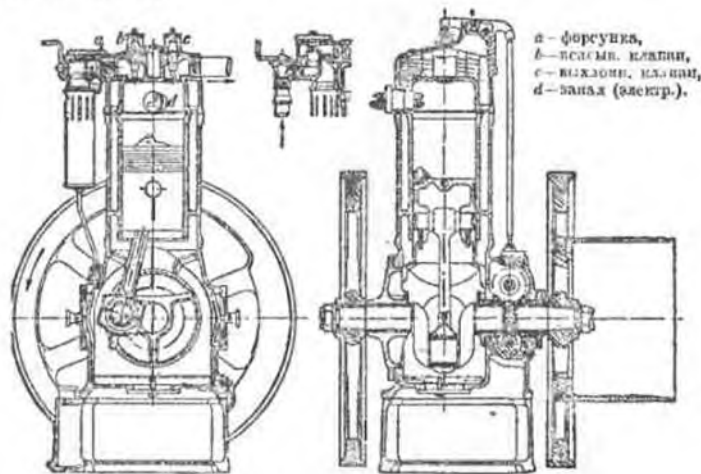
3) при помощи сжатого воздуха в 10—30 ат давления, который несколько раз подводится из баллона с сжатым воздухом через специальный пусковой клапан. По достижении числа оборотов, достаточного для образования правильного смешивания (зависит от  $(G_k)_0 \cdot v^2$ ), включается зажигание во всех цилиндрах или при многоцилиндровых моторах сначала только в части их,

4) при употреблении электрических генераторов ускорение может быть достигнуто электрическим путем, при помощи вращающейся трансмиссии от последних, через муфту трения. Для уменьшения пиков кривой крутящего момента целесообразно применять декомпрессию сжатия путем временного открытия выхлопа.

Пуск всех больших стационарных двигателей, мощность которых  $N_e \approx n:10$  рационально производить при помощи сжатого воздуха, но он требует специальных установок для накачивания и сохранения сжатого воздуха. Излишек распыляющего воздуха часто используется в дизелях для пуска, или для той же цели наполняется мотором через обратный клапан баллон для сжатого воздуха. Лучшее всего это производить при помощи специального небольшого компрессора, не приспособленного для распыливания топлива.

**6 Примеры выполнения стационарных поршневых машин. Моторы, работающие с зажиганием топлива.** Вертикальные небольшие моторы делаются как „быстроходные“ с  $N_e:n = 2:1000$  до 20:800 для непрерывно работающих установок, например краны, строительные машины, локомотивы; бывают как одно-, так и многоцилиндровыми, строятся по

типу автомобильных моторов для легкого топлива. Для промышленной эксплуатации  $N: \pi = 2:500$  до  $10:350$  для работы на легком топливе всех сортов и на светильном газе, обычно одноцилиндрового типа (фиг. 1040). Высота расположения вала под основной плитой — около 0,7 до 1 м; над помостом около 500—600 мм (на чугунном или каменном доколе). Полная строительная высота мотора 5,5—6,5 м. Боковая длина основной плиты 3,5—4,5 м.



Фиг. 1040. Небольшой мотор Дейтца для жидкого или газообразного топлива.

Вертикальные небольшие моторы получают закрытую коромысловую станцию, которая в целях уравновешивания колебаний давления снабжается с дросселирующими выравнивающими давления отверстиями, в которых удаляются пары масла. Смазка производится часто путем простого заполнения картера маслом (большой расход) лучше насосом.

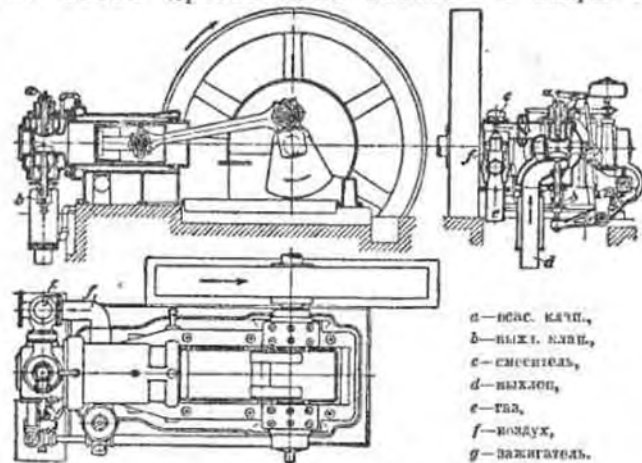
Большие вертикальные моторы до мощностей 150 P. S. в цилиндре (например, Гольднера и многих английских фирм) весьма неудобны в эксплуатации, так как не все части доступны снизу к осмотру, и поршни и штанги вынимаются вверх только после освобождения крышки, но они имеют малую потребную горизонтальную площадь. В последнее время начинают применяться одинаковые модели для моторов, работающих с образованием смеси, вне и внутри рабочего цилиндра, так что переход к другому топливу не требует слишком больших переделок.

Примеры тип VM, завода газовых двигателей Deutz. фиг. 1045 а, б и таблица 12, стр. 769 строится как мотор с замесом смеси, так и как газовый мотор 3).

Горизонтальные моторы. В 4—50 P. S. — одноцилиндровые моторы для всех сортов легкого топлива и светильного газа, 15—50 P. S. —

также и для генераторного газа, особенно как газосмешивающие моторы с 60—150 P. S. в цилиндре, также как 2-х и 4-цилиндрового типа (до 600 P. S.) преимущественно для генераторного газа.

Наиболее распространенный тип конструкции в основном соответствует фиг. 1041 (мотор завода Кертинга), водная рубашка в раме, вставляемая снаружи цилиндрическая бука, уплотняемая внутри при помощи уплотняющего (набивочного) кольца и удерживаемая цилиндрической головкой. Самодействующий смешивающий клапан, позади которого располагается переставляемый регулятор для дросселирования смеси дроссельный клапан. В моторах с мощ-



Фиг. 1041. Газовый двигатель бр. Кертинг и Гашевер.

ностью больше 20 P. S. в цилиндрической головке располагается обслуживаемый от руки, а в больших моторах — управляемый от распределения пусковой клапан для сжатого воздуха. В моторах завода газовых моторов Дейтца регулирование производится путем изменения величины хода всасывающего клапана (фиг. 1033) 4), с которым одновременно связано смешивающее приспособление. Благодаря изменяющемуся ходу включенного вперед обратного клапана, смесь при небольшой величине полного хода делается беднее, при большом ходе богаче (с целью объединения количественной и качественной регулировки).

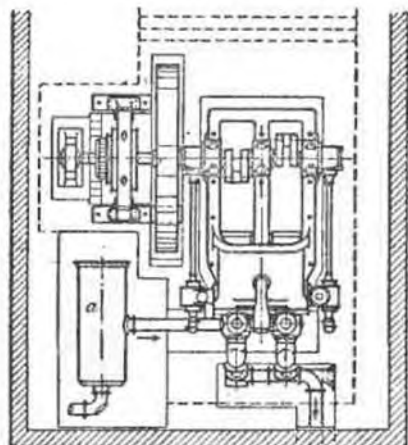
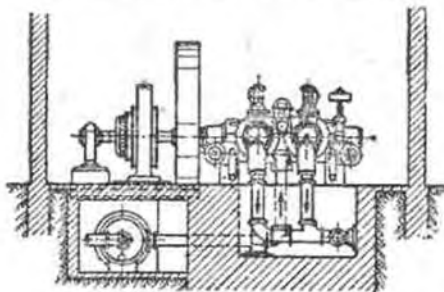
Сдвоенный мотор (фиг. 1042) с углом смещения кривошипа  $360^\circ$ , делают, однако, также с  $180^\circ$  (для лучшего уравновешивания масс и уменьшения колебаний давления, при герметическом закрытии шатунного механизма). В последнем случае маховик выходит тяжелее. Тандемный тип мотора простого действия, не смотря на лучшее использование шатунов

4) Новое изготовление поверхности цилиндров d с утолщенной поверхностью катализатора. Z. d. V. d. I. 1922, стр. 1129, рис. 22.

ного механизма, строится теперь реже, благодаря затрудненному монтажу поршня. В настоящее время для горизонтальных моторов простого действия применяются также общие модели как для моторов, работающих с зажиганием тоннажа, как и для форсуночного типа<sup>1)</sup>; первые с небольшим сжатием применяются для светильного и генераторного газа, бензина, бензола и спирта, последние, с высоким сжатием, для соляровых масел, тяжелой (сырой) нефти и для смол всех сортов.

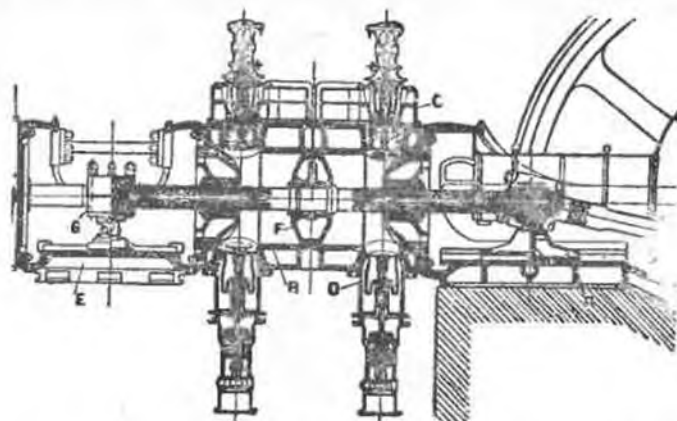
Пример: модель МК и Мг завода Газовых Двигателей Дента, таблица 14, стр. 760.

Моторы двойного действия нормально выполняются, как 4-тактные моторы двойного действия, типа тандам (600—6000 P.S. на одно колено вала (фиг. 1043), или как 2-тактные моторы двойного действия (бр. Клейн, в Дальбруке) исключительно для колошникового и генераторного газа и для газа коксовых печей. Преимущество двойного действия: большая мощность на колено, простой шатунный механизм, закрытый поршень, благодаря чему газ просачивающийся через неплотность поршня не выходит наружу, легкое поддержание испарянного состояния; недостатками по сравнению с вертикальными или горизонтальными многоцилиндровыми моторами простого действия являются: большая площадь для установки, более трудный



Фиг. 1042. Сдвоенный газовый мотор Дента для генераторного газа: а — всасывающий горшок (газгольдер); б — клапан.

доступ к внутренним цилиндрическим камерам и поршням, более плохое уравновешивание масс и, благодаря неблагоприятной форме стенок, большой расход.



Фиг. 1043. Газовый мотор Пиренбургского завода.

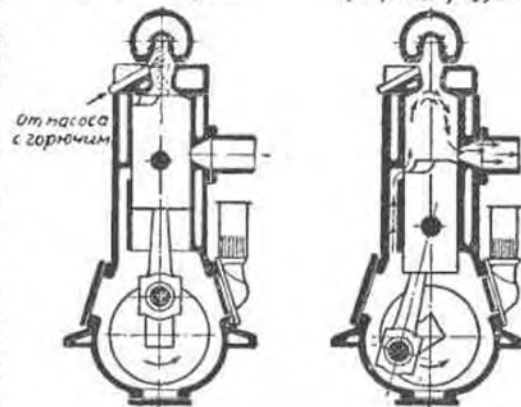
А — Крейцкоф. В — Цилиндр. С — Коробка всасывающего клапана. D — Коробка выходного клапана. E — Прямые направляющие. F — Поршень (охлаждаемый водой). G — Штанги вала.

Выполняется, как 2-тактный мотор, с дозирующим насосом, в котором воздух и газ сжимаются до 0,15—0,3 ат давления продукта, с тем, чтобы в конце выхлопа поступить в рабочий цилиндр; специально применяется для сильно колеблющегося числа оборотов, например, для воздуходувки сталелитейных заводов. Скорость поршня ограничивается условиями продувочного процесса; количество литрового тепла ограничено опасностью образования в стенках трещин (бр. Клейн).

Двигатели с образованием смеси внутри цилиндра (форсуночные моторы) служат для использования жидкого, но тяжелого

Преград впуска

Преград продувки



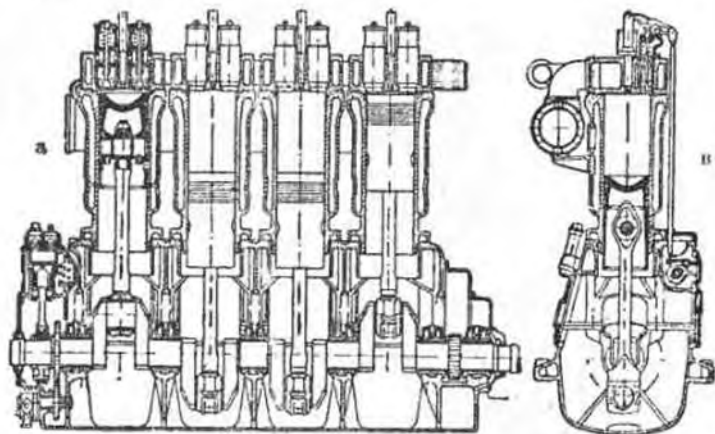
Фиг. 1044.

<sup>1)</sup> Schultz. Основные методы серийного производства двигателей внутр. сгорания, 2. d. V. d. I. 1923, стр. 773.



испаряющегося топлива (тяжелые сорта масла), как керосин, солированное масло, каменноугольная смола и сырая нефть.

Моторы с калильным шаром: моторы низкого давления, применяются преимущественно для небольших мощностей. Высокий расход должен быть компенсирован дешевой покупной ценой, поэтому обычно изготавливаются как простые бесклапанные 2-тактные моторы с кривошипно-камерной продувкой (фиг. 1044). Сжатие 8—10 ат, для облегчения проворачивания от руки.



Фиг. 1045 а, в

В последнее время получают увеличивающееся распространение моторы среднего и высокого давления, 2-тактного и 4-тактного типов, с калильной головкой или с форкамерой, которая перед пуском разогревается лампой или фитилем (фиг. 1030, мотор Бенца в Мангейме). Расход, по сравнению с моторами низкого давления, довольно благоприятный, распыливание топлива обычно производится без помощи сжатого воздуха.

Примеры. Вертикальный, 2-тактный, нефтяной мотор завода Дейтца, модель РМ, таблица 13, стр. 759, вертикальный 4-тактный нефтяной мотор, модели КН заводов Мангейм и многие другие. Эти предкамерные моторы с небольшим нахлестом перед пуском образуют переходную ступень к дизелям, работающим без подогрева перед пуском.

Дизели строятся вертикальных или горизонтальных типов, при 4-тактном процессе работы с 10—200 P.S. в рабочей камере, большие мощности (300—1000 P.S. в цилиндре) обычно выполняются 2-тактными. Увеличение мощности мотора достигается расположением в ряд 2, 3, 4, 6 цилиндров одинарного действия; только при еще больших мощностях применяется принцип двойного действия<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Лучший обзор дает Nägele в Z. d. V. d. I. 1911 г., стр. 1318 и Z. d. V. d. I. 1923 г., стр. 677.

Бескомпрессорный тип выполняется в настоящее время для малых и средних мощностей, смотри, например, фиг. 1045а и в, модель VM завода газовых двигателей Дейтца, далее таблицу 12 (моторы Дейтца) и таблицу 10 (моторы MAN, Аугсбург). Для больших мощностей еще предпочтается воздушное распыливание топлива, например, модель EV MAN'a, Аугсбург (таблица 11). При бескомпрессорном моторе все же необходим небольшой вспомогательный компрессор для приготовления пускового воздуха (фиг. 1045а).

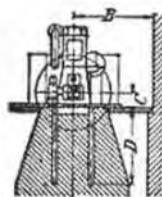
Общие конструктивные данные: для небольших вертикальных моторов применяется коробчатый вид станины, для больших А-образный. В первом случае, отдельные цилиндры располагаются на общей коробке, в последнем случае, А-образной станины, на общей основной плите.

Пример: для А-образной станины (фиг. 1046) модель EV завода MAN для коробчатой станины (фиг. 1045 в и 1039).

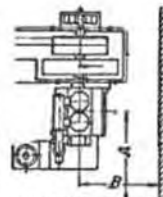
Горизонтальные моторы строит Кертинг в Ганновере, завод газовых двигателей Дейтца и др.

Преимущества: легкий демонтаж шатунового механизма и вала, не снимая распределения; ограниченная высота.

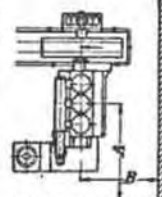
Пример: модель МК и МС Дейтца, уже не строящаяся как „Verdränger-Motor“<sup>1)</sup> (таблица 14, стр. 760).



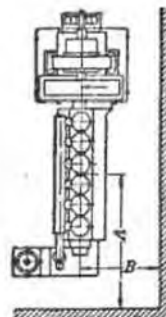
Фиг. 1047.



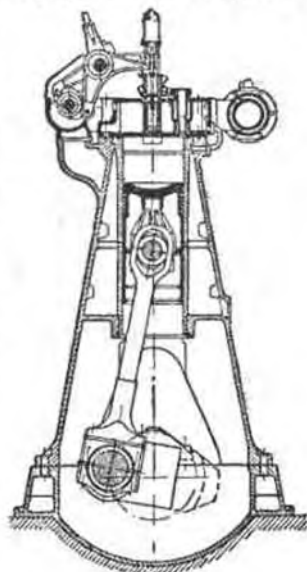
Фиг. 1048.



Фиг. 1049.



Фиг. 1050.



Фиг. 1046.

<sup>1)</sup> Schmidt. Дейтцеские горизонтальные (бескомпрессорные) дизели, Z. d. V. d. I. 1929 г.

Строительные размеры. Таблицы от 10 до 14 служат для определения размеров дизельных моторов. Они относятся к моторам MAN и заводам газовых двигателей Дейтца, однако, они подобны моторам других фирм.

Таблица 10. Вертикальные, 4-тактные, бескомпрессорные дизеля MAN (к ней фиг. 1047—1050).

Обозначение	GVa 30		GVa 36		GVa 43		GVa 50	
	2	3	3	6	3	6	3	6
Ход . . . . . в см	30		36		43		50	
Диаметр цилиндра . . . . . в см	21		26		29		34,5	
$n$ об./мин . . . . .	275—400		250—350		225—325		215—300	
$v_m$ в м/сек . . . . .	2,75—4,0		3,0—4,2		3,23—4,65		3,6—5,0	
Цилиндрическая мощность.								
$N_{цил}$ в P.S. . . . . .	17—26		30—42		40—57		62—83	
$P_{цил}$ в $kg/cm^2$ . . . . .	5,5—5,7 <sup>1)</sup>		5,6—5,8 <sup>1)</sup>		5,5—5,7 <sup>2)</sup>		5,3—5,5 <sup>2)</sup>	
$n$ —число цилиндров . . . . .	2	3	6	3	6	3	6	3
$A$ . . . . . в м	2,0	2,2	2,7	2,2	2,9	2,4	3,1	2,7
$B$ . . . . . в м		1,7		1,75		2,0		2,0
$C$ . . . . . в м		0,25		0,33		0,4		0,47
Глубина фундамента $D$ . . . . .		1,3		1,7		1,9		2,0
Высота помещения $\Rightarrow$		2,3		3,5		3,8		4,6

<sup>1)</sup> Допускает 10% перегрузки. <sup>2)</sup> Допускает 20% перегрузки.

Таблица 11. Вертикальные 4-тактные дизеля с воздушным распылением топлива (к ней фиг. 1046, 1048—1050).

Обозначение	EV 49				EV 60				EV 68				EV 80			
	2	3	4	6	2	3	4	6	3	4	6	3	4	6	4	6
Ход . . . . . в см	49				60				68				80			
Диаметр цилиндра в см	34,5				42,5				48				64			
$n$ об./мин . . . . .	215	250	250	187	215	187	215	150	187	215	150	150	150	150	150	150
$v_m$ в м/сек . . . . .	3,5	4,1	3,7	4,3	4,2	4,85	4,5	4,5	4,2	4,85	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Цилиндрическая мощность $N_{цил}$ в P.S.																
$P_{цил}$ в $kg/cm^2$ . . . . .	5,0	4,85	4,82	4,93	5,2	5,1	5,18	5,18	5,2	5,1	5,18	5,18	5,18	5,18	5,18	5,18
Число цилиндров $n$ . . . . .	2	3	4	6	2	3	4	6	3	4	6	3	4	6	4	6
$A$ . . . . . в м	2,1	2,5	2,9	4,0	2,7	3,1	3,5	4,1	3,6	3,8	4,8	4,4	4,7	5,5	5,5	5,5
$B$ . . . . . в м		2,5		2,8		2,9		3,4		2,9		3,4		3,4		3,4
$C$ . . . . . в м		0,215		0,27		0,3		0,42		0,3		0,42		0,42		0,42
$D$ . . . . . в м		2,0		2,45		2,8		3,7		2,8		3,7		3,7		3,7
Высота помещения $\Rightarrow$		4,7		5,8		6,5		8,7		6,5		8,7		8,7		8,7

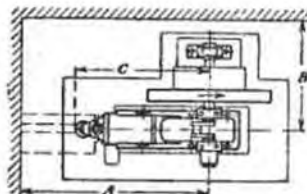
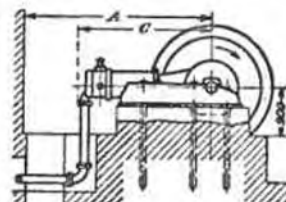
Допускает 20% перегрузки, мотор строится также 5-цилиндровым.

Таблица 12. Вертикальный 4-тактный многоцилиндровый мотор завода Дейтца (фиг. 1045 а и б).

Обозначение	VM 1-45		VM 1-58	
	2	3	4	6
Ход в см . . . . .	45		58	
Диаметр цилиндра в см . . . . .	28		36	
$n$ —число об./мин . . . . .	250	300	215	250
$N_{цил}$ в P.S. . . . . .	40	59	80	90
Число цилиндров $n$ . . . . .	2, 3, 4, 6		3, 4, 6	
$v_m$ в м/сек . . . . .	3,75	4,5	4,15	4,8
$P_{цил}$ в $kg/cm^2$ . . . . .	5,2	5,42	5,67	5,49

<sup>1)</sup> Примечание к таблице 12.

Цилиндрическая мощность для бескомпрессорных дизелей с чистым механическим распылением с возможностью перегрузки до 30%. Аналогичная мощность достигается также в двигателях, выполненных для работы газом, для чего требуется только небольшое количество обслуживающих деталей и иной длины шатуна. Размеры машин аналогичны размерам моделей MAN равной мощности и одинакового числа цилиндров.



Фиг. 1051.

Таблица 13. Вертикальный 2-тактный мотор завода Дейтца

Обозначение	PM 1-17		PM 1-22		PM 1-30	
	1	2	1	2	1	2
Ход . . . . . в см	17		22		30	
$n$ —число об./мин . . . . .	550		450		340	
$N_{цил}$ в P.S. . . . . .	6		10		20	
Число цилиндров $n$ . . . . .	1 и 2		1 и 2		1 и 2	

Моторы с высоким сжатием жидкого топлива с клапанной предварительной подачи.

Таблица 14. Горизонтальные 4-тактные цилиндрические моторы завода Дойтц (фиг. 1051).

Обозначение	МК 3-39		МК 3-47		МК 3-60		MG 9-65	MG 9-72
Ход . . . . . в см	39		47		60		65	72
Диаметр цилиндра в см	26		31		37		39	43
n—число об./мин . . . .	270	300	235	260	200	215	200	190
№ 1) . . . . . в P.S.	20	25	12	40	60	60	80	100
$\tau_{\text{ж}}$ . . . . . в м/сек	3,5	3,9	3,7	4,1	4,0	4,3	4,34	4,55
$P_{\text{м.с}}$ . . . . . в г/см <sup>2</sup>	3,2	3,6	3,5	3,9	3,5	3,9	4,65	4,55
A . . . . . в ш	3,2		3,5		3,7		—	—
B . . . . . в ш	1,9		2,0		2,4		—	—
C . . . . . в ш	2,15		2,46		2,76		—	—

1) Мощность относится к бескомпрессорным двигателям с распыленным топливом при помощи вывесителя для двигателей, работающих с зажиганием смеси (газовые моторы), мощность в среднем выше. Газовые моторы строятся с уменьшенным сжатием и с измененными вспомогательными механизмами. Модель MG строится также двойного типа.

## VIII. Газовые турбины.

В газовых турбинах рабочая энергия, находящаяся под высоким давлением продуктов горения (газов) передается на вал без посредства металлических поршней и шатунового механизма. Рабочими газами служат или отходящие газы включенного перед турбиной поршневого двигателя (турбина, работающая отходящими газами) или они получаются из свеж-подогретой смеси газа или жидкого топлива с воздухом (турбина, работающая свежим газом). В настоящее время имеют экономическое значение лишь последние и то только как турбины большой мощности. Относительно расхода тепла, отнесенного к мощности на валу, можно сказать, что повидимому, он не может достигнуть ни расхода поршневых газовых машин, ни расхода паротурбины высокого давления; механические потери в газовых турбинах значительно более высоки, чем в поршневых машинах или паротурбинах.

Преимуществами, посредством которых может быть достигнуто выравнивание газовых турбин в отношении паротурбинных установок, являются: карбюрирование топлива с добытием ценных побочных продуктов, при отпадении котельной и конденсационной установок; значительное уменьшение стоимости установок; в сравнении с газовыми поршневыми двигателями: простота конструкции, значительное уменьшение установочной емкости, большая надежность в эксплуатации, большая мощность в одном агрегате, незначительная величина потребной площади, незначительное напряжение фундамента.

Возможность применения, несмотря на неблагоприятный расход тепла, получается тогда, когда суммарная эксплуатационная стоимость, зависящая не только от расхода тепла, но и от стоимости всей установки и стоимости содержания, будет ниже. При очень дешевом «тепле», получаемом в газовых установках с использованием побочных

продуктов или на заводах, или в цехах, где есть наличие избыточного количества газов, газовые турбины имеют бесспорное преимущество, во всех остальных случаях это вопрос подсчета, решение которого обуславливается переменными соотношениями между тепловыми и установочными факторами. Установки с газовыми турбинами, без сомнения, не имеют перспектив в тех случаях, когда они выходят такими же сложными и дорогими, как и газовые поршневые машины или паротурбинные установки в центральном одинаковой мощности.

### Подразделение газовых турбин.

а) „Сухие“ газовые турбины; продукты сгорания самостоятельно протекают через направляющую и рабочую систему.

1) Сухие турбины внутреннего сгорания, со сгоранием смеси при постоянном объеме без предварительного сжатия смеси и с предварительным сжатием смеси.

2) Сухие турбины внутреннего сгорания, со сгоранием смеси под постоянным давлением.

б) „Мокрые“ газовые турбины; продукты сгорания сами не протекают через рабочие органы, а вместо них действует вода, которая совершает в рабочем пространстве сгорания, подобно парю, возвратные движения.

1) С невозвратными камерами сгорания.

2) С возвращающимися камерами сгорания.

### А. Рабочие процессы выполненных газовых турбин.

Рабочие процессы в камерах сгорания газовых турбин или турбин, работающих на жидком топливе, соответствуют рабочим процессам поршневых моторов: циклом — Ленуара, Отто и Дизеля; процессы в соплах и рабочих колесах аналогичны таковым же в водных или паровых турбинах. См. гл. VI, стр. 653 и сл.; гл. VII, стр. 700 и сл. и гл. IX, стр. 769 и сл. Более подробно о теории рабочего процесса дано у Стодла: „Паровые и газовые турбины“, 6-е издание, Берлин, 1924 г. Ю. Шпрингер.

#### а) Сухие газовые турбины.

Основной принцип действия. Продукты сгорания расширяются в соплах и отдают энергию рабочим лопаткам. Турбины строятся обычно активного действия (струйные) с одной ступенью давления и, самое большее, с двумя ступенями скоростей. Перед рабочими колесом включаются одна или несколько камер сгорания, которые заряжаются при помощи компрессоров рабочей смесью. Сгорание протекает или при постоянном объеме (в виде взрыва) в замкнутой камере или в открытой камере при постоянном давлении.

Температурные границы рабочего процесса сужены из практических соображений; выдерживаемая лопаточным венцом продолжительная или средняя температура 400—450°.

Противодавление при расширении обычно равно атмосферному давлению.

1. Сухие турбины быстрого сгорания. Сгорание смеси протекает ступенями в виде ряда следующих друг за другом внутри большого числа камер сгорания варпов; камеры сгорания отделяются от трубопроводов и сопел (форсунок) вентилями (фиг. 1052). Перед вводом смеси, камера сгорания продувается воздухом, подобно как в 2-тактном поршневом двигателе. Воздействие на лопатки рабочего венца носит ударный характер.

С точки зрения теплотехники желательно допускать применение "острой" смеси с наиболее высокой скоростью сгорания и высокими конечными температурами, так как для камер сгорания форсунок, рабочих и расширяющих лопаток приходится принимать во внимание только средние температуры. Потери тепла в окружающую среду, за счет теплоизлучения, сравнительно невелики, вследствие очень коротких промежутков времени, приходящихся на линии расширения. Сухие выхлопные газы делают возможным использование отходящего тепла, в котором включено также тепло трения и вихреобразования.



Фиг. 1052.

С точки зрения эксплуатации выгодно понижение до желаемой величины средних температур лопаток, за счет применения достаточного количества продувочного воздуха, так как подготовка продувочного воздуха обходится дешево.

Следующие обстоятельства, наоборот, влияют отрицательно на экономический коэффициент полезного действия:

протекание продуктов сгорания через форсунки и лопатки происходит с переменной скоростью и отбрасывает колесо инертно; таким образом, активное действие получается менее благоприятным, чем у паровых турбин; потери от трения колеса, находящегося в области давления отходящих газов, во много раз больше таковых при разреженном паре; продувочный воздух течет медленнее, чем рабочий газ, вследствие чего можно ожидать неблагоприятного тормозящего действия в рабочих лопатках и увеличения нагрузки продувочного насоса.

**Сухие турбины быстрого сгорания без предварительного сжатия.** Рабочий процесс соответствует циклу Ленуара. Минимальный расход энергии на продувку и зарядку. Рабочий процесс турбины без потерь, изображенный на фиг. 1053 при упрощающих допущениях, ведет к использованию тепла до 20%.

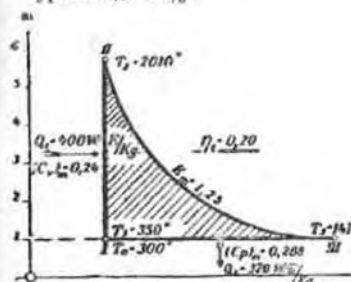
Достижимый при этом цикле общий коэффициент полезного действия получается из следующего баланса, составленного на основании приблизительных оценок величин промежуточных коэффициентов полезного действия, которое до сих пор еще окончательно твердо не установлено:

Тепло в смеси перед сгоранием $Q_1$	400 kcal/kg
унесенное водой, потерянное на лучеиспускание и испарение сгорания (5%)	32
соответствующее неиспользованной энергии источника из турбины (12%)	48
потерянное на окружности колеса (60%)	29
использованное на валу (8%)	23
Следовательно, общий коэффициент полезного действия около 6%	

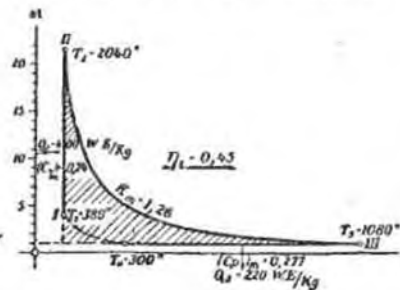
Экономия от работы продувочного насоса при этом процессе противостоит весьма значительная потеря с отходящими газами, много превышающая мощность, требуемую для привода продувочных насосов. (паровая турбина за котлом, обогреваемым отходящими газами). Процесс может быть улучшен путем перехода к предварительному сжатию смеси; величина сжатия выбирается из соображения возможности покрытия потребной мощности за счет тепла отходящих газов

**Сухие турбины быстрого сгорания с предварительным сжатием.** Рабочий процесс соответствует циклу Отто, с расширением продуктов сгорания до наружного давления и с предварительным сжатием смеси вне камеры сгорания; последняя воздуходувками не только продувается через турбину, но и идет на зарядку.

Рабочий процесс, изображенный на фиг. 1054, при упрощающих допущениях, дает основание ожидать использования тепла в идеальной турбине до 45%.



Фиг. 1053.)



Фиг. 1054.)

Достижимый в действительности общий коэффициент полезного действия получается, как и ранее, при аналогичных оценках промежуточных коэффициентов полезного действия, из следующих соображений:

Тепло в смеси перед сгоранием $Q_1$	400 kcal/kg
унесенное охлаждающей водой, лучеиспусканием, испарением сгорания (7%)	28
соответствующее неиспользованной энергии источника из турбины (28%)	152
потерянное на окружности колеса (60%)	91
используемое на валу (70%)	64

Общий коэффициент полезного действия возрастает, таким образом, примерно, до 16%, при предположении, что уменьшенного количества тепла в отходящих газах все же хватит на покрытие потребной мощности для продувочного и зарядного насосов.

**2. Сухая турбина постепенного сгорания.** Камера сгорания используется для производства сгорания под высоким давлением (фиг. 1055). Смесь сжимается компрессорами до давления воспламенения и горит в камере сгорания без изменения давления. Камера сгорания открыта в сторону сопел. Продукты сгорания перетекают на рабочее колесо.

С точки зрения эксплуатации выгодным является: отсутствие ударных напряжений в лопатках, и отсутствие зазорных органов в области пламени.

Теплотехнически невыгодным является: непрерывная высокая температура в камере сгорания, объем которой соответствует

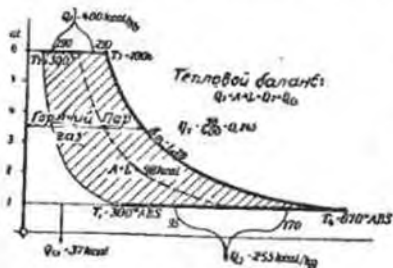


Фиг. 1055.

\*) На фиг. 1053 и 1054 вместо W. E. следует читать kcal.



объему газовых или нефтяных топок, что дает повышенные тепловые потери против турбины быстрого сгорания даже в том случае, если применяется охлаждающая вода. Непрерывная подача сильно сжатой смеси требует значительного расхода энергии для зарядки камеры сгорания.



Фиг. 1056.

дуктов сгорания при помощи впрыскивания воды (фиг. 1056) можно было бы, сделав ряд упрощающих допущений, ожидать использования тепла для идеальной турбины около 24,5% при давлении сгорания в 6 at abs.

Достижимый в действительности общий коэффициент полезного действия получается из следующего сопоставления, для которого были приняты оценки подобные предыдущим:

Тепло в смеси перед сгоранием $Q_1$ из него, тепло унесенное с охлаждающей водой из выхлопа и тепло сгорания	400	kcal/kg
Тепловые потери при стечении на идеальной турбине	40	"
" на окружности колеса (65%)	130	"
" на валу (85%)	85	"
из него приходится компрессору (38 : 0,7)	72	"
Остаток, отдаваемый в работу	50	"
	22	"

При отказе от использования тепла отходящих газов, можно ожидать для этого процесса общий коэффициент полезного действия около 5,5%.

### б) Мокрые газовые турбины.

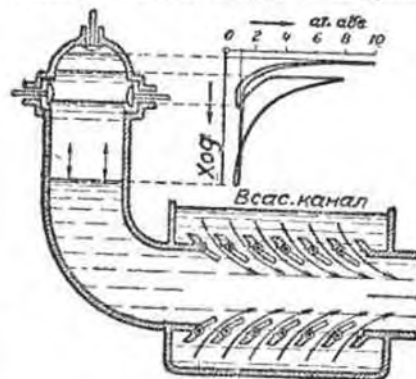
Основной принцип: мокрые газовые турбины обладают одним или многими неподвижными или вращающимися камерами сгорания с отверстиями для втекания и вытекания газа или воды. Газообразные продукты сгорания протекают не сами через сопла и лопатки, а вместо них течет вода, которой они в камере сгорания отдают свою энергию и которая и производит работу сжатия рабочей смеси в камере сгорания. Передача энергии от газа к воде и от воды обратно к свежей смеси происходит непосредственным воздействием газов на перемещающийся подобно поршню, уровень воды, столб которой совершает попеременно возвратное движение. Передача избытка энергии валу турбины происходит или непосредственно во время колебательных движений воды сквозь направляющую и рабочую систему или посредством вспомо-

гательных приспособлений в виде воздушного колпака, к которому вода подкачивается толчками и который направляет ее достаточно равномерным потоком к любой части турбины.

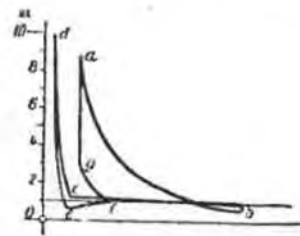
Отсюда видно, что мокрая газовая турбина в сущности представляет из себя водяную турбину, включенную за поршневой газовой мановой, поршни и шатунный механизм которой заменены водой. Внутри камеры сгорания могут быть воспроизведены все, обычные в поршневых машинах, рабочие процессы.

С точки зрения эксплуатации выгодно, что: как в самой турбине, так и в непосредственно омываемой водой камере сгорания не возникает трудностей, связанных с тепловыми явлениями.

С точки зрения теплотехники неблагоприятны: большие тепловые потери, в попеременно возвратно движущуюся воду, в случае, если ее поверхность раздроблена. Использование отходящего тепла невозможно, благодаря уносимой в выхлоп воде.



Фиг. 1057.



Фиг. 1058.

**1. Мокрые газовые турбины с неподвижными камерами сгорания.** Водяной столб—поршень (фиг. 1057) колеблется под действием продуктов сгорания между камерой сгорания, в которой перемещается вниз и вверх уровень воды и воздушным колпаком, в который вступает такое количество воды, какое втекает в конце расширения продуктов сгорания, продолжаясь до давления ниже атмосферы (разряжение), через обратный клапан в камеру сгорания. Из воздушного колпака вода течет достаточно равномерно сквозь любого типа водяную турбину обратно к всасывающему каналу.

При производстве в камере сгорания 4-тактного процесса колеблющийся водяной столб (фиг. 1058) выталкивает выхлопные газы до закрытия выхлопного клапана, после чего он сжимает остаточные газы. Второе колебание водяного поршня ведет к самостоятельному всасыванию новой смеси, второй обратный ход сжимает всосанную смесь. (Подробнее о действии помпы Pumphrey's см. Lorenz, Z. d. V. d. I. 1911 г., стр. 1852, Noack, в том же журнале, 1913 г. стр. 885, 92 и 942/8 и Köhler, Dissertation, Charlottenburg, 1913 г.).

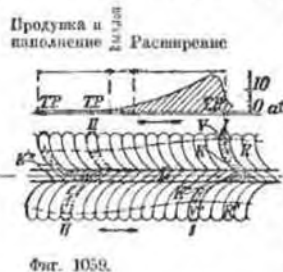
Рабочий процесс, совершающийся в камере сгорания, соответствует циклу Отто и позволяет при применении „острых“ смесей ожидать использования тепла в машине без потерь до 35%. Отсюда для подобной турбины установки общий коэффициент полезного действия получился бы примерно по следующей оценке:

Тепло в смеси перед сгоранием	400 kcal/kg.
Из него тепло уносимое водой дутьевспультивом и испаренной створания (5%)	35 "
Тепло индикаторной работы (26%)	104 "
из него в установке воздушного подсоса (90%)	95 "
и индикаторной мощности турбины (85%)	80 "

Таким образом общий коэффициент полезного действия равен примерно 20%.

## 2. Мокрая газовая турбина с вращающимися камерами сгорания.

Два вращающиеся колеса  $R$  и  $R'$ , между которыми введено неподвижное направляющее кольцо  $L$ , образуют одну общую ячейку, в которой заключены вращающиеся камеры сгорания  $V$  и  $V'$  вместе с относившимися к ним водяными поршнями  $K$  и  $K'$  (фиг. 1059). Гидравлические поршни колеблются во время вращения подвижных колес от одной камеры сгорания к другой, оставаясь во время своего колебания все время связанными друг с другом через отдельные каналы направляющего кольца и их массы взаимно дополняются до общей массы.



Фиг. 1059.

Когда, при производстве 2-тактного процесса, поршень  $K$  под действием продуктов сгорания, находящихся в камере  $V$ , отходит наружу, то вытекающая по окружности колеса вода в направлении и направляющим кольцом на поршень  $K'$ , который поэтому отходит внутрь и сжимает новую смесь. Во время этого хода поршневая пара  $KK'$  поворачивается из положения I в положение II (см. схему кругооборота), при этом она использует для перехода воды все новые направляющие лопатки с переменным углом наклона, избыток энергии между работой расширения в камере  $V$  и работой сжатия в камере  $V'$  отводится на вал.

Для обратного хода воды из  $R'$  в  $R$  направляющее кольцо переключает соединение обратно, именно  $K'$  в  $R'$  с  $K''$  в  $R$ , при этом вод поршень  $K'$  действуют ранее сжатые и воспламенившиеся рабочие газы, в то время как под  $K''$  следуют друг за другом процессы: продувка, зарядка и сжатие.

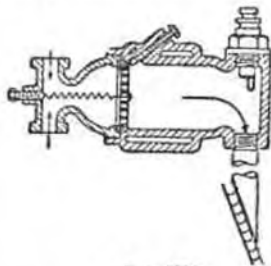
Приведенное выше схематическое изображение рабочего процесса охватывает только отдельные ячейки турбины в их взаимной работе; в действительности вся поверхность колеса составлена из подобных ячеек. Все эти вращающиеся ячейки во время одного оборота получают различные давления, передающиеся через зазоры входящей и выходящей по окружности воде, однако при установившемся состоянии при каждом проходе через определенное положение в пространстве они обладают

в данном месте каждый раз одним и тем же внутренним давлением, наполнением водой, давлением в зазоре и проходной скоростью в зазоре. Поэтому в направляющем кольце устанавливаются почти постоянные скоростные соотношения, в то время как в проходящих мимо рабочих ячейках имеет место относительное переменное-возвратное движение наподобие движения поршня. (Подробнее о рабочем процессе турбины Stauber'a и величинах частных и общего коэффициента полезного действия смотри Stodola, „Паро-газо-турбины“.

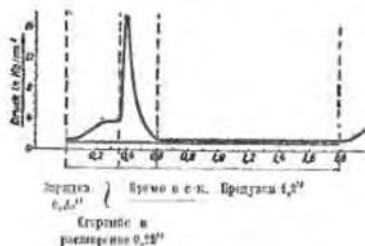
## В. Выполняемые газовые турбины.

### а) Сухие турбины быстрого сгорания без предварительного сжатия.

Турбина Караводина (фиг. 1060). Выпущена 1908 г.;  $N = 1,6$  P. S.,  $n = 10\,000$  об./мин. Наиболее простой и термодинамически неэкономичный тип. Четыре камеры сгорания по  $230$  см<sup>3</sup>, диаметр (сопла) =  $16$  мм, диаметр колеса Laval'a =  $152$  мм. Нет ни продувки, ни зарядного



Фиг. 1060.



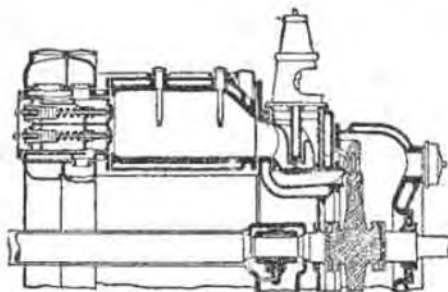
Фиг. 1061.

насоса, ни запорных органов (в соплах). В относительно длинной и узкой соединительной трубе между камерами сгорания и соплами возникает колебания, которые и образуют на „дне“ камеры сгорания разрежение достаточной величины для того, чтобы подсосывать новую смесь непосредственно к продуктам сгорания. Зажигание при помощи свечи пользуются только при пуске, после пуска зажигания происходит самовоспламенение от стенок и остаточных газов. Число зажиганий в секунду около 40. Экономический коэффициент полезного действия предпологают равным 2,5%. Величина смешения рабочего заряда и имеющихся в конце всасывания остаточных газов ведет при сгорании в открытой камере к настолько оговоренному повышению давления, что становится невозможным экономическая неудача турбины этого типа. (Общие данные в Engleer 85/1923, стр. 466 и след).

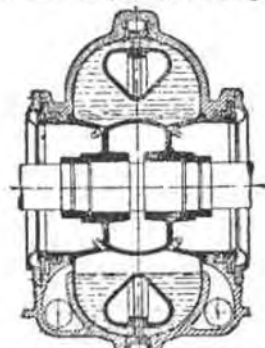
### б) Сухая турбина быстрого сгорания.

Турбина Хольцварта (фиг. 1062). Начиная с 1908 г. последовательно газовая турбина  $700$  kW,  $n = 3000$  об./мин.; турбина жидкого топлива  $300$  kW,  $n = 3000$  об./мин., газовая турбина  $5000$  kW,  $n = 1000$ .

Двухвечное, массивное колесо; от 8 до 10 камер сгорания, расположенных вокруг вала. Зарядка газом и добавочным воздухом под давлением 3—4 ат производится после обильной продувки; управление всеми клапанами гидравлическое, маслом. Высыскивание воды нет, использование тепла отходящих газов производится при помощи подогревателя, испарителя, перегревателя и паро-турбины и покрывает потребность в энергии на продувочный и зарядный насосы.



Фиг. 1062.



Фиг. 1063.

Опытные данные: время продувки 1 сек, время зарядки 0,25 сек, время расширения 0,25 сек (фиг. 1061); теплоотворная способность смеси 400 kcal/m<sup>3</sup>; температура смеси перед сгоранием 100°, наибольшее давление в 15—20 ат; наибольшая температура сгорания 1500—1700°, наибольшая температура струи пламени 700°; средняя температура камеры сгорания 380—400°, в камере колеса 400—450°, наибольшая скорость струи 1400 м/сек, окружная скорость 180—220 м/сек. Общий коэффициент полезного действия 17—18% (часть подведенного тепла в используемой на валу работе).

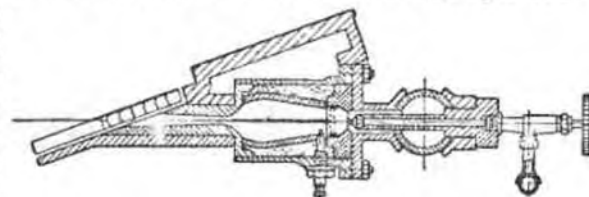
Специальное указание: скорость сгорания может быть сильно повышена при помощи завихривания; окислотаия на жидком топливе предполагает его тонкое распыливание во время совместного вдувания с зарядным воздухом и отсутствие внутри камеры сгорания плоскостей, от которых топливо могло бы отражаться.

Время рабочего процесса в 1 1/2 сек соответствует 2-тактной поршневой машине, входящей только 40 об./мин., поэтому камеры сгорания и их управление для больших турбин получают относительно дорогими. Кроме того покупную стоимость сильно удорожают вспомогательные машины, продувочный и зарядный насосы, котел для использования отходящего тепла и паровая турбина. Несмотря на это стоимость изготовления такой газовой турбины для больших мощностей составляет только 1/3 от таковой же стоимости паровых турбин с газовой топкой и 1/5 от стоимости установки газовых поршневых машин одинаковой суммарной мощности, образованной из более мелких единиц. (Общие данные по Holzwarth).

### е) Сухая турбина постепенного сгорания.

Турбина Lemale-Armengaud (фиг. 1064). Построена небольшой мощностью в 1903/04 г.  $N = 26$  P. S.,  $n = 20\,000$  об./мин. Одноступенчатое

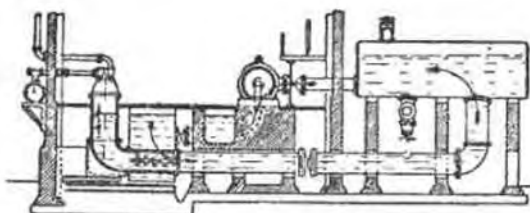
колесо Лавалля, камера сгорания выполнена с карборундовой футеровкой и охлаждением. Распыленный и подогретый парафин подводится вместе с воздухом и воспламеняется первоначально при помощи раскаленной платиновой проволоки. Подогретая вода применяется перед соплом. Давление в камере сгорания 5,2 ат;



Фиг. 1064.

температура сгорания 1700°; температура в камере колеса 500°. Коэффициент полезного действия одной турбины (мощность на валу):

подводимое количество тепла пересчитанное в работу) полагаются = 9,5%, при чем



Фиг. 1065.

энергия, затрачиваемая на получение сжатого воздуха, не учтена.

Вторая построенная турбина,  $N = 400$  P. S. и  $n = 4250$  оборотов в минуту, имеет рабочее колесо с двумя веннами диаметром 852 мм; колесо и лопатки, а также охлаждающий трубопровод, охлаждаемый водой. Предварительное сжатие воздуха 5,2 ат, температура в пространстве сгорания достигает 1760°, в сопле—560°, в пространстве рабочего колеса 400°. Коэффициент полезного действия примерно 5,3%, при этом расход энергии на заготовку сжатого воздуха не учтен. Испытания закончились в 1909 году. (См. English 85 (1923), стр. 466 и сл.)

Паротурбинные установки с топками, работающими на тяжелых жидких топливах значительно экономичнее и надежнее в работе, чем газо-паровые турбины с высоким давлением сгорания и компрессорами высокого давления.

### д) Мокрые турбины быстрого сгорания.

1. Турбинная установка с насосом Хэмфри (Humphrey) — чертеж см. на фиг. 1065, описание в дополнении 2, к т. II Справочника, на стр. 1434.

2. „Пылящая“ турбина. Чертеж см. на фиг. 1063, описание в дополнении 2, к т. II Справочника, на стр. 1434.

## IX. Гидравлические двигатели.

Перевод Г. А. Вольтерта, под редакцией проф. В. Э. Классен.

### А. Водяные колеса <sup>1)</sup>.

Используется главным образом энергия положения воды. Число оборотов — небольшое. Применяется к использованию только при небольших панорах и небольших расходах воды. Регулирование несовершенное. Расход большой. В случаях сильно загрязненной воды или при невозможности тщательного ухода за установкой, водяные колеса, ввиду своей простоты, предпочтительнее турбины. Введем обозначения:

- $Q$  — притекающее количество воды в м<sup>3</sup>/сек,  
 $c_1$  — скорость подхода воды (в верхнем плесе) к колесу в м/сек,  
 $c_2$  — скорость, с которой вода, отскочив с колеса, поступает в нижний плес в м/сек,  
 $H$  — разность уровней верх. и ниж. плесов у колеса (геометрической панор) в м,  
 $H$  — действительный напор =  $\frac{c_1^2}{2g} + H - \frac{c_2^2}{2g}$  в м,  
 $N = 100^3 QH$ ; 75 — абсолютная мощность падающей воды в Р. С.,  
 $N_p = \eta N$  — полезная мощность колеса в Р. С.,  
 $n$  — число оборотов колеса в минуту,  $D = 2R$  — внешний диаметр колеса в м,  
 $b$  — ширина крыльца между венцами в м,  
 $a$  — глубина ковшей, измеренная по радиусу, в м,  
 $b_0$  — ширина струи в м,  $s_0$  — толщина струи в м,  
 $\delta$  — толщина листа, по которому притекает вода, в м,  
 $\epsilon$  — зазор между окруж. колесом и ниж. краем листа, по которому притекает вода, в м,  
 $e$  — число лопаток,  
 $i = \pi D$ ;  $z$  — шаг лопаток в м,  $i$  — число синц,  
 $v = \omega R = 2\pi En$ ; 60 — окружная скорость колеса в м/сек,  $G$  — вес колеса в кг,  
 $g = 981$  Q;  $z\epsilon$  — кол-во воды, содержащейся в аространстве между дугами лопатками, в м<sup>3</sup>,  
 $\epsilon = Q / vde$  — степень изношенности,  
 $z''$  — расстояние между колесом и уровнем нижнего плеса в м,  
 $h_0$  — потеря напора при входе в колесо в м;  $h_n$  — потеря напора при выходе, в м,  
 $\epsilon = 2,81$  м/сек<sup>2</sup> — ускорение силы тяжести.

#### а) Верхнебойные колеса <sup>2)</sup>. (Фиг. 1066).

Применяются при панорах  $H' \geq 3$  м.

Вода поступает в колесо в наивысшей его точке; в быстротечных колесах — перед наивысшей точкой. Направление вращения устанавливается наполнением нескольких ковшей перед впуском колеса в ход.

Окружная скорость колеса обыкновенно равна  $v = 1,5$  до 2 м/сек.

Горизонтальный компонент скорости, с которой вода поступает в колесо  $c_h \approx 2,5 \sqrt{v}$ .

Коэффициент полезного действия у хороших верхнебойных колес  $\eta \approx 0,85$ .

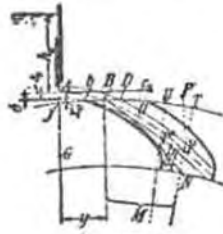
Определение размеров. Панор в подводящем канале равен

$$h_0 = (1 + \zeta') [(c_h^2 : 2g) - (c_1^2 : 2g)]$$

или, если пренебречь  $c_1$ ,  $h_0 = (1 + \zeta') \cdot c_h^2 : 2g$ , где  $\zeta' = 0,10$  до 0,15.

<sup>1)</sup> По Вачш 'у, Die Wasserräder, ч. II, 1886.

<sup>2)</sup> Ср. E. H. e. t. a. n. v. e. b. e. r. d. i. e. n. e. u. B. e. r. e. c. h. n. u. n. g. s. w. e. i. s. e. d. e. r. W. a. s. s. e. r. r. ä. d. e. r, „Der Müller“, Zeitschrift f. d. gesamte Mühlindustrie, 1907.



Фиг. 1066.

Ширина струи несколько меньше ширины колеса, так как между струей и стенкой образуется прослойка воздуха; она равна:

$$b_0 = b - 0,4 \text{ до } b - 0,2 \text{ для колес со среднего венца,}$$

$$b_0 = b - 0,8 \text{ до } b - 0,4 \text{ для колес со средним венцом.}$$

$$\text{Толщина струи } s_0 = Q : (v_0 c_h).$$

Средняя линия  $ABP$  водяной струи представляет из себя параболу. Вершина ее лежит в точке  $A$  (определяется величиной  $h_0$ ); горизонталь  $c_h$  служит касательной в вершине ее, а вертикальная линия, проведенная через точку  $A$ , — главной осью; параметр параболы равен  $2p$ , а фокус  $G$  лежит снизу от  $A$  на расстоянии  $AG = p : 2 = c_h^2 : 2g = h_0 : (1 + \zeta')$ . Построение параболы см. в т. I, Математика, стр. 109.

Частина воды, вступающая в колесо в точке  $B$ , описывает абсолютную траекторию  $BP''N$ . Для определения на относительной траектории  $BP''N$  точки  $P'$ , соответствующей точке  $P$  на абсолютной траектории, проводят через точку  $P$  радиус  $MP$  в откладывает на окружности дугу  $TU = BP'' \cdot (v : c_h)$ . Радиус  $UP''M$ , определяемый точкой  $U$  пересечет дугу  $PP''$ , описанную из центра колеса  $M$ , в искомой точке  $P''$ .

Толщина подводящего листа из железа  $\delta = 5$  до 8 мм.

Зазор между окружностью колеса и нижним ребром подводящего листа  $\alpha_{\text{мин.}} = 5$  мм; все-таки его следует делать большим — на случай образования льда.

Если вода вступает в наивысшую точку колеса, то диаметр колеса в м определяется формулой

$$D = 2R = H - (h_0 + 0,5 s_0 + \delta + \alpha_0 - \alpha' + \alpha'');$$

$\alpha'$  означает разность высот между точками  $B$  и  $J$  в м.

При предварительном расчете  $D$  можно положить равным:

$$D = H - [1,1 (c_h^2 : 2g) + 0,2] \text{ до } D = H - [1,1 (c_h^2 : 2g) + 0,1].$$

Центр  $M$  колеса отстоит от вертикали, проходящей через  $A$ , на расстоянии  $y = \sqrt{2p} \cdot \sqrt{-(R - m + p) + \sqrt{2Rm - m^2 + (R - m + p)^2}}$ , где  $p = 2 \cdot c_h^2 : 2g$  и  $m = 0,5 s_0 + \delta + \alpha_0$ . Зная  $y$ , получим  $\alpha'$ :

$$\alpha' = R - \sqrt{R^2 - y^2}.$$

$$\text{Глубина ковшей } a = \frac{1}{6} \sqrt[3]{H} \text{ до } \frac{1}{4} \sqrt[3]{H}.$$

С увеличением  $a$  увеличивается и потеря при входе воды в колесо, но зато — до опред. предела — уменьшается ширина колеса и стоимость сто.

Ширина колеса  $b = Q : av$ , где  $\epsilon = 0,25$  до 0,5.

При  $b > 1,7$  необходимо ставить средний венец или, по крайней мере, укреплять опалубку колеса.

Шаг лопаток  $l$  (т.е. среднее расстояние между двумя лопатками по наружной окружности) делается равным от  $4/3$  до  $5/3$ -кратной длине дуги  $AD$ . От  $l$  зависит число лопаток  $z = \pi D : l$ . В зависимости от конструкции колеса  $z$  должно быть кратным числу синц  $i$ ; последнее делается равным от  $i \approx D + 2$  до  $i \approx D + 3$ .

Величина  $\alpha'$  должна быть такой, чтобы погружение колеса в воду нижнего плеса было невозможным.



**Форма лопаток.** Железные лопатки (фиг. 1066). Очертание лопатки составляется из двух дуг окружностей  $b_1b$  и  $b_1b_2$  таким образом, чтобы эта линия, касаясь относительной траектории  $BN$ , пересекала окружность колеса в точке  $b$ , отстоящей от  $B$  на расстоянии (измеряемом по дуге)  $Bb \approx 0,5 \cdot t = 0,5 \cdot bO$ . В точке  $B$  эта линия переходит в радиальную прямую, длина которой равна, по крайней мере, ширине полки угольника, прикрепляющего лопатку к концу колеса.

### в) Водяные колеса с кулисой (направляющим прибором).

Применяются при переменном количестве притекающей воды и переменном напоре.  $H' \approx 1,5$  до 5 м.

**Кулиса.** Назначение ее: подвод воды в колесо без удара. Следовательно, направляющая водной струи такова, что относительная скорость попадающей на колесо воды параллельна первому элементу лопатки колеса. Чтобы набежать сжатия струи, ширина кулисы делается одинаковой с шириной подводящего канала. Ширина отверстий в кулисе должна быть, по возможности, не меньше 60 мм, в противном случае возможны засорения.

**Впуск воды в колесо.** Угол между направлением кулисы и касательной к колесу  $\alpha \approx 27^\circ$ . Отсюда, абсолютная скорость  $c'$  вступающей воды для самой верхней кулисы равна:

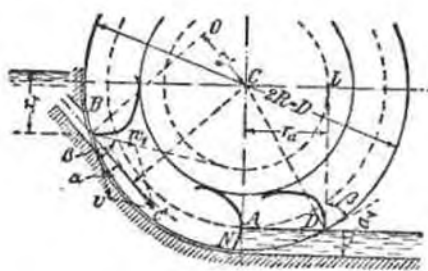
$$c' = v \cdot \sin \beta : \sin (\beta - \alpha)$$

(определение  $\beta$  см. на стр. 773). Глубина точки  $B$  под уровнем верхнего плеса

$$a_1 = (1 + \zeta') \cdot (c'^2 : 2g), \quad \text{где } \zeta' \approx 0,12.$$



Фиг. 1067.



Фиг. 1068.

**Форма кулисы** (фиг. 1067 и 1068). Проводят  $BO$  перпендикулярно к  $c'$  (и, следовательно, к окружности радиуса  $r_e' = CO = R \sin \alpha$ ), описывают около  $B$  окружность с диаметром  $s_1$  = ширине верхней кулисы = 0,06 до 0,10 м, затем из точки  $O$  описывают две дуги окружности, касающиеся окружности с диаметром  $s_1$ , и, наконец, дугу окружности, проходящую через  $B$ . Кривые, определяющие направление притекающей воды, должны переходить во внутренние очертания кулисы так, чтобы изменение направления и поперечного сечения было постепен-

ным. Количество воды  $q_1 = \mu b_0 s_1 \sqrt{2gh_1}$ , вытекающей из этой кулисы в 1 секунду, должно иметь возможность и втекать в нее. Следовательно, должно также быть

$$q_1 \approx \frac{2}{3} \mu_0 b_0 \sqrt{2g} \left( \sqrt{h_1''^3} - \sqrt{h_1'^3} \right)$$

или

$$h_1'' \geq \sqrt[3]{\left[ (h_1')^{3/2} + \frac{3q'}{2\mu_0 b_0 \sqrt{2g}} \right]^2},$$

где  $\mu$  есть коэффициент расхода (для железных лопаток  $\mu =$  до 0,94, для деревянных — на 5—10% меньше),  $b_0$  — ширина кулисы в свету,  $\mu_0 \approx 0,90$  — коэффициент расхода при входе воды в кулису; значения остальных символов видны из фиг. 1067.

Чтобы во второй кулисе скорость  $w'$  опять была параллельна первому элементу лопатки, следует для этой кулисы  $\alpha$  взять больше, чем для первой, так как  $v$  остается постоянным, а абсолютная скорость  $c'$  воды возрастает с глубиной. Ширина кулисы определяется из условия

$$q_1 = q_2 = \mu b_0 s_2 \sqrt{2gh_2}, \quad \mu \leq 0,93.$$

Далее  $h_2'' \geq \sqrt[3]{\left[ (h_2')^{3/2} + \frac{3q_2}{2\mu_0 b_0 \sqrt{2g}} \right]^2}$ , при чем  $\mu_0 \leq 0,90$ .

Таким же образом проектируются третья и четвертая кулисы внизу; обыкновенно достаточно трех. Полагают  $\sum q = Q$  и приближенно  $q_1 = q_2 = q_3$ , чем вполне определяются  $s_2$  и  $s_3$  относительно  $s_1$ .

**Колесо.** Диаметр приближенно  $D = H + 3,5$  м.

Окружная скорость  $v = 1,6$  до 2,2 м/сек.

Среднее значение  $v = 1,8$  м/сек.

Глубина колеса  $a = 0,4 \sqrt[3]{D:H}$  до  $0,5 \sqrt[3]{D:H}$ , иногда больше, именно — при сильно меняющемся уровне нижнего плеса.

Ширина колеса  $b = Q : av \epsilon$ , где  $\epsilon = 1:3$  до  $2:3$ .

Шаг лопаток  $t = 0,5a$  до  $0,7a$ .

О числе лопаток и шлиц — стр. 771.

Глубина погружения  $a_1$  — в предположении, что вода стекает непосредственно с колеса приближенно со скоростью  $v$  — равна  $Q : bv$ .

Зазор между направляющей частью установки и колесом делается как можно меньше; размер регулируется установкой нижнего вкладыша у подшипника вала.

**Форма лопаток.** Направление крайнего элемента лопатки (фиг. 1068), определяется равенствами

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}, \quad \sin \beta = (R - a_1) : R.$$

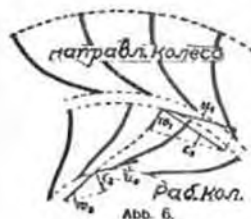
Впрочем, возможны отступления в ту или другую сторону и тем более, чем меньшее значение придется тому, чтобы лопатки выходили из воды нижнего колеса вертикально. При вертикальном выходе  $NA$  будет эвольвентой основной окружности радиуса  $CA = R \sin \beta = R - a_1$  или



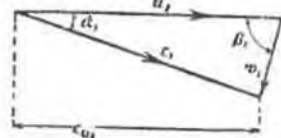
### б) Гидравлические соотношения.

Абсолютная входная скорость  $c_1$  воды в рабочее колесо (фиг. 1071) есть геометрическая сумма окружной скорости  $u_1$  рабочего колеса у входа и скорости  $w_1$  воды относительно рабочего колеса;  $c_1$  и  $w_1$  суть скорости, которые имеет вода, пока не началось действие рабочего колеса. То же самое относится и к выходу из колеса. Для изображения этой кинематической зависимости служат „скоростной треугольник для входа“ (фиг. 1072) и „скоростной треугольник для выхода“ (фиг. 1073).

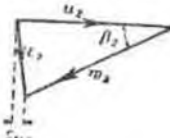
Пусть  $m = Q\gamma g$  есть масса воды, притекающей в каждую секунду к турбине,  $c_{u1}$  — тангенциальный компонент абсолютной входной скорости,  $r_1$  — расстояние того места, где вода поступает в колесо, от оси; тогда момент количества движения, возникающего при входе в колесо, равен  $mr_1c_{u1}$ , а момент количества движения, исчезающего при выходе



Фиг. 1071.



Фиг. 1072.



Фиг. 1073.

из колеса,  $mr_2c_{u2}$ . Согласно теореме площадей, разность этих обоих значений равна моменту вращения  $M$ , переносимому водою на рабочее колесо,

$$mr_1c_{u1} - mr_2c_{u2} = M.$$

Умножение обеих частей этого равенства на  $\omega$  дает:

$$m(\omega r_1c_{u1} - \omega r_2c_{u2}) = M\omega.$$

$M\omega$  есть ни что иное, как мощность рабочего колеса в  $\text{kgm/sek}$ ; с другой стороны она равна  $\epsilon Q\gamma H$ . Подставив  $m = Q\gamma g$  и замечая, что  $\omega r_1 = u_1$  и  $\omega r_2 = u_2$ , после сокращения получаем основное уравнение теории турбин  $u_1c_{u1} - u_2c_{u2} = \epsilon gH$ .

Энергия, соответствующая выходной скорости  $c_2$ , у турбин, работающих без всасывающей трубы, пропадает совершенно, у турбин же, снабженных такой трубой — частично. Поэтому  $c_2$ , а также компонент  $c_{u2}$  этой скорости по касательной к окружности колеса, стремятся делать как можно меньше; большей частью турбины делаются так, чтобы  $c_{u2} = 0$  (так называемый вертикальный выход). В этом случае основное уравнение переходит в следующее:  $u_1c_{u1} = \epsilon gH$ .

### с) Применяющиеся типы турбин.

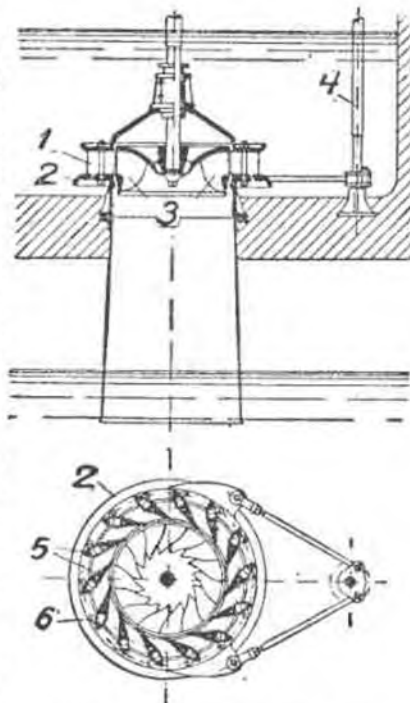
1. Турбина Френеноа. Область применения: от самых небольших напоров и до 270 м.

Впуск воды в рабочее колесо происходит по радиальному направлению внутрь, выход воды — в осевом направлении. Лопатки направляющего колеса — в целях регулирования количества выпускаемой в турбину воды и мощности — могут вращаться около своих осей, параллельных оси

турбины. Если используемая вода чистая и установка правильно небольшая, то механизм для установки направляющих лопаток располагается в воде („внутреннее регулирование“, фиг. 1074—1075); если же вода содержит песок и установка большая, то регулирующее приспособление лучше (но дороже) располагать не в воде („внешнее регулирование“, фиг. 1076). При небольших и средних напорах лопатки рабочего колеса большей частью штампуются из мягкой листового стали и литого железа. в случае высокого напора — отливаются одновременно из стали вместе с венцом обода; при целесообразном формовании литников можно получить вполне надежное соединение.

Из рабочего колеса вода отводится через всасывающую трубу, погруженную в воду нижнего плеса. При приведении турбины в действие, вода высасывается из нижнего плеса — падения (рабочего напора). Кроме того, скорость воды, выходящей из рабочего колеса, во всасывающей трубе замедляется, так как поперечное сечение последней постепенно увеличивается; благодаря этому частично используется живая сила воды, выходящей из рабочего колеса (увеличением всасывающего действия при выходе из рабочего колеса). При горизонтальном положении вала необходимы кривые всасывающие трубы; такие трубы понижают коэффициент полезного действия турбины; чувствительность различных, даже немного отличающихся друг от друга, рабочих колес к наклону всасывающей трубы может быть очень различной; уменьшение коэфф. полезного действия на 3% при одновременном уменьшении всасывающего действия на 10%, отнюдь не является необычным.

Для напоров до 2 м вал делается всегда вертикальным, для больших же напоров — вертикальным или горизонтальным, в зависимости от местных условий и расположения приводимых в действие машин. В небольших установках чрезвычайно важно избегать промежуточных механизмов, требующих большой затраты мощности. В мощных установках и при непосредственном соединении с электрическим генератором тока



Фиг. 1074—1075. 1. Направляющее колесо. 2. Регулирующее кольцо. 3. Рабочее колесо. 4. Вал регулирующего колеса. 5. Направляющие лопатки. 6. Соединительная ось.

в настоящее время предпочитают вертикальное положение вала; преимущество: более высокий коэффициент полезного действия, получаемый благодаря лучшему выполнению всасывающей трубы; меньшая высота всасывания (важно в отношении избежания кавитации (воздушные раковины) и в установках с трубопроводом — более плавный подвод воды.

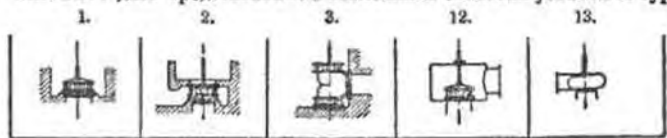
Допустимая высота всасывания ограничена, в виду возможности появления кавитации (стр. 787 ф. 2).

При горизонтальном вале, в целях повышения числа оборотов, на один вал могут быть насажены несколько колес — двойные и т. д. турбины. Сдвоенные турбины с вертикальным валом, раньше весьма часто применялись, сейчас совершенно уступили свое место одноколесным турбинам с вертикальным валом.

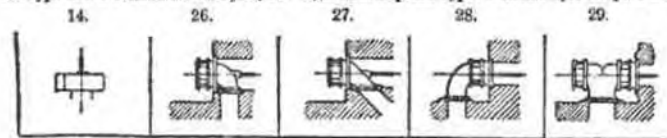
Установки в открытых камерах устраивают до 15 м напора в цилиндрических железных клепаных кожухах из листового железа с несущей воду трубой; до 50 м напора — поперечные (радиальные) в кожухе турбины (тип 56); до 70 м напора — фронтальные (лобовые) турбины (тип 51, 52, 53). Установки в спиральных, бетонных кожухах применяются до 25 м напора; при

высших напорах применяются спиральные кожухи, клепаные из листового или литого железа, или из стали.

Фиг. 1077 дает представление о возможных способах установки турбин.

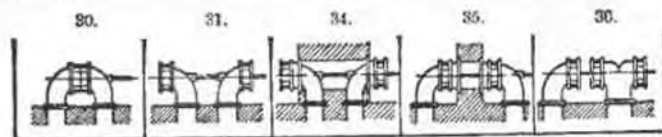


1—Одноколесная вертикальная турбина в открытой камере; 2—Одноколесная вертикальная турбина в бетонной спиральной камере; 3—Двойная вертикальная турбина в открытой камере; 12—Двойная вертикальная турбина в клепаном кожухе; 13—Одноколесная вертикальная турбина в литом чугунном спиральном кожухе.

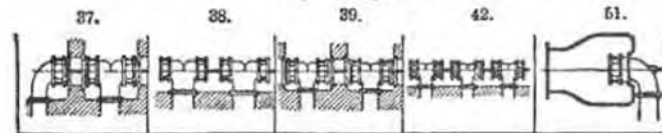


14—Одноколесная вертикальная турбина в клепаном из листового железа спиральном кожухе; 26—Одноколесная горизонтальная открытая турбина с загнутаю и бетонною шахту всасывающей трубой; 27—Одноколесная горизонтальная открытая турбина с вращающейся и бетонною шахту всасывающей трубой; 28—Одноколесная горизонтальная открытая турбина с загнутаю и бетонною шахту всасывающей трубой; 29—Двухколесная горизонтальная турбина в открытой камере.

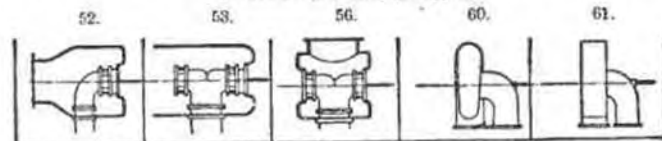
Фиг. 1077. Назначения для отдельных видов водных турбин, принятые нем. заводами.



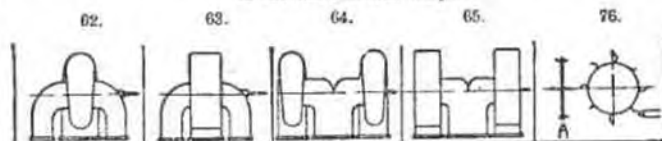
30—Двойная горизонтальная турбина в открытой камере; 31—Двухколесная горизонтальная турбина в открытой камере; 32—Двойная двухкамерная горизонтальная открытая турбина; 35—Двойная двухкамерная горизонтальная открытая турбина; 36—Тройная горизонтальная открытая турбина.



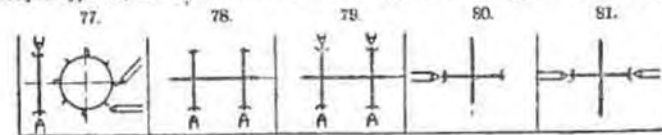
37—Тройная горизонтальная открытая турбина; 38 и 39—Двухколесные сдвоенные турбины с горизонтальным валом, в открытой камере; 42—Сдвоенные двухколесные турбины с горизонтальным валом; 51—Фронтальная (лобовая) горизонтальная турбина с внешней всасывающей трубой.



52—Фронтальная горизонтальная турбина с внутренней всасывающей трубой; 51—Двухколесная фронтальная (лобовая) горизонтальная турбина в кожухе турбины; 56—Двухколесная поперечная горизонтальная турбина в кожухе турбины; 60—Одноколесная горизонтальная турбина в спиральном литом кожухе; 61—Одноколесная горизонтальная турбина в спиральном клепаном из листового железа кожухе.



62—Двойная горизонтальная турбина в спиральном клепаном кожухе; 63—Двойная горизонтальная турбина в спиральном клепаном кожухе; 64—Двухколесная горизонтальная турбина в спиральном клепаном кожухе; 65—Двухколесная горизонтальная турбина в спиральном клепаном кожухе; 76—Одноколесная активная горизонтальная турбина с одним соломом.



77—Одноколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с двумя соломом; 78—Двухколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с двумя соломом; 79—Двухколесная активная водоструйная горизонтальная турбина с четырьмя соломом; 80—Одноколесная активная водоструйная вертикальная турбина с одним соломом; 81—Одноколесная активная водоструйная вертикальная турбина с двумя соломом.

Фиг. 1077. Назначения для отдельных видов водных турбин, принятые нем. заводами.



2. **Пропеллерная турбина.** Применяется для напоров до 20 м. Изобретена профессором Карла П. Преимущество перед турбинами Френсиса: можно достичь большего числа оборотов. Направляющее колесо, вращающаяся труба и установка — также же, как у турбины Френсиса. Вал большей частью вертикальный. Рабочее колесо состоит из 2—8 (обыкновенно 4) лопаток, имеющих вид лопастей пропеллера, и не имеет никакого внешнего венца. Лопатки делаются литые (железо, сталь, бронза) и, в виду больших относительных скоростей воды, весьма тщательно шлифуются или шафуются. Лопатки соединяются со втулкой или неподвижно или же могут в ней вращаться.

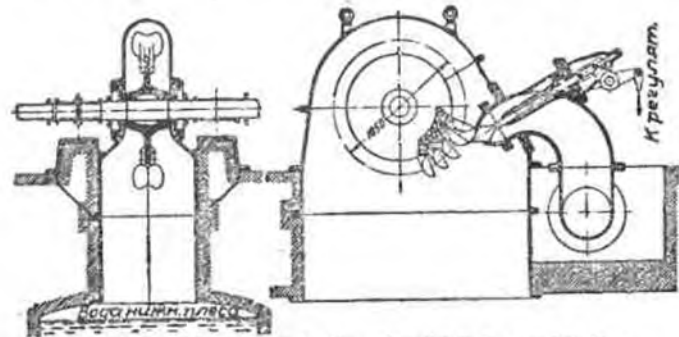
Неподвижны и лопатки. Лопатки расположены или радиально — поток в рабочем колесе чисто осевой („осевое колесо“), или наклонно („диагональная турбина“). В первом случае они обыкновенно отливаются в одно целое со втулкой, во втором же случае могут делаться и отдельно и привинчиваются к втулке. Недостаток пропеллерных турбин с неподвижными лопатками: сильное падение коэффициента полезного действия при уменьшении количества впускаемой воды. Этот недостаток устраняется применением вращающихся лопаток (собственно турбина Каплана). Лопатки рабочего колеса расположены радиально и могут во время работы вращаться вокруг осей, расположенных перпендикулярно к оси турбины. Переставочный механизм находится во втулке и приводится в действие стержнем, проходящим через отверстие, просверленное в валу турбины. В больших установках для перестановки применяются особые масляные поршневые двигатели — серво-моторы. Одновременно с лопатками рабочего колеса переставляются и лопатки направляющего колеса, при чем, чем меньше отверстие направляющих лопаток, тем более плоско устанавливаются лопатки рабочего колеса, для чего делаются меньшие углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

3. **Колесо Пельтона.** В настоящее время применяется при напорах свыше 270 м, а также, наряду с турбинами Френсиса, и при меньших напорах, особенно тогда, когда у последних число оборотов было бы слишком велико, а размеры рабочего колеса, принимаемые во внимание опасности засорения, слишком малы. Число оборотов ниже, чем у турбин Френсиса: оно может быть понижено еще более путем увеличения диаметра диска, конечно, при одновременном увеличении стоимости постройки (что, впрочем, при непосредственном приведении в движение трансмиссионных валов часто бывает выгодно). Обыкновенно турбина Пельтона обходится дороже соответствующей турбины Френсиса и тем более, чем меньше напор. Рабочее колесо состоит из диска, к которому приделаны чашеобразные ковши (фиг. 1078). Впуск воды производится через сопла (при горизонтальном вале не более 2, при вертикальном — до 4). Поперечное сечение сопла круглое; величина выходного поперечного сечения регулируется перемещением заостренного стержня внутри сопла вдоль его оси.

Колесо Пельтона ни в коем случае не должно погружаться в воду нижнего плеса, даже во время половодья. Поэтому в установках с сильно переменным уровнем нижнего плеса часть напора пропадает, за исключением периода половодья. Применяется висящих труб, в которых уровень воды поддерживается на одинаковой высоте при помощи постоянного воздушного пускового устройства, но это хорошие результаты.

Укрепление ковшей на диске требует особой тщательности. Имеют значения три случая нагрузки: 1) при приведении в действие — удар

полной струей на неподвижный ковш, 2) центробежная сила при установившейся работе колеса и, особенно, 3) при нормальной работе — перемежающаяся нагрузка благодаря давлению струи. Последнее обстоятельство требует безусловно неподвижного укрепления ковшей. Рекомендуется



Фиг. 1078.  $H = 200$  м.  $Q = 0,4$  м<sup>3</sup>/сек.  $N = 900$  P. S.,  $n = 500$  об/мин.

взаимное скрепление ковшей. Колеса, у которых ковши и диск отлиты в одно целое из стали, устраняют трудности, возникающие при укреплении ковшей, особенно при больших напорах, но они все же имеют недостатки: большая возможность брака при отливке, необходимость заменять все колесо при повреждении одного ковша.

#### д) Оценка качества и расчет турбин на основании испытания моделей 1).

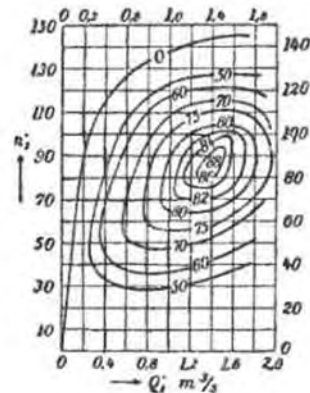
Так как теоретический расчет турбины не является вполне надежным, то необходимо каждую конструкцию проверить путем испытания геометрически подобной модели, что производится в испытательных лабораториях фирм, изготавливающих турбины, или высших технических школ. Возникает задача о том, как результаты испытаний опытных турбин, производимых обыкновенно в уменьшенном масштабе (отсюда название „испытание моделей“), к тому же производимых при напорах обыкновенно меньших, чем в действительности, перевести на турбины в натуральном размере.

Коэффициент полезного действия всякой турбины зависит от состояния, в котором она работает; последнее же, при заданном напоре определяется числом оборотов и количеством воды, подводимой через лопатки или сопла (расход). Испытания опытной турбины производятся при напоре для каждого испытания возможно постоянном, с таким числом лопаток или сопел и в таких пределах относительно числа оборотов, чтобы коэффициент полезного действия можно было указать для любого состояния работы турбины. Чтобы найти состояние работы опытной турбины, которое соответствовало бы заданному или желатель-

ному состоянию работы конструируемой турбины в натуральном размере, иными словами, чтобы коэффициент полезного действия модели был тот же, что и у оригинала, необходимо при постановке испытаний руководствоваться следующим законом: у геометрически подобных моделей и оригинала, работающих при разных напорах, гидравлические соотношения, а вместе с тем и коэффициент полезного действия только тогда будут одинаковы, когда скорости модели и оригинала (скорости воды, а также окружные скорости) будут относиться как корни квадратные из напоров. (Остается в силе основное уравнение). Обозначим диаметр рабочего колеса модели через  $D_m$ , оригинала — через  $D$ ; вообще все значения, относящиеся к модели, будем отмечать индексом  $m$ , остальные значения, относящиеся к оригиналу, без индекса. Окружные скорости пропорциональны произведению числа оборотов на диаметр рабочего колеса. Поэтому, для соответственных состояний модели и оригинала, на основании только-что сказанного, должно быть:  $n_m D_m : n D = \sqrt{H_m} : \sqrt{H}$  и искомое состояние модели относительно числа оборотов определяется равенством:

$n_m = n (D \sqrt{H_m} : D_m \sqrt{H})$ . Далее, так как поперечное сечение пропорционально квадрату диаметра рабочего колеса, а скорость воды, согласно вышеизложенному, пропорциональна корню квадратному из напора, то для расходов модели и оригинала будет:  $Q_m : Q = D_m^2 \sqrt{H_m} : D^2 \sqrt{H}$ , и искомое состояние модели относительно расхода определяется равенством  $Q_m = Q D_m^2 \sqrt{H_m} : (D^2 \sqrt{H})$ . Поступая таким путем, можно для каждого заданного или желательного состояния работы оригинала определить соответствующее ему состояние работы модели, а отсюда — коэффициент полезного действия. Однако, для практических применений гораздо удобнее результаты опытных исследований относить к турбине с диаметром рабочего колеса в 1 м и к напору в 1 м (число оборотов и расход такой турбины принято обозначать через  $n_1'$  и  $Q_1'$ ), и состояние работы оригинала относить к состоянию работы этой воображаемой турбины. Для пересчета результатов опытных исследований модели к единичному напору и единичному диаметру в вышеприведенных формулах следует положить  $D = 1$  и  $H = 1$ . Таким образом, получают, что состоянию работы модели, характеризуемому значениями  $n_m$  и  $Q_m$ , соответствует состояние работы воображаемой турбины, характеризуемое значениями  $n_1' = n_m D_m : \sqrt{H_m}$  и  $Q_1' = Q_m :$

$(D_m^2 \sqrt{H_m})$ . Выполняя этот пересчет для всех исследованных состояний опытной турбины, получают диаграмму коэффициента полезного действия „единичной“ турбины. На фиг. 1079 представлена такая диаграмма для быстротходной турбины Френсиса; точки, изображающие



Фиг. 1079.

состояние работы с равными коэффициентами полезного действия, соединены кривыми. Совокупность всех турбин, которые могут быть получены из опытной турбины геометрически подобным увеличением или уменьшением, называется „серией турбин“. Для всех турбин такой серии их гидравлические свойства можно найти из указанной диаграммы; чтобы определить коэффициент полезного действия, соответствующий определенному состоянию работы оригинала, достаточно при помощи формул  $n_1' = n D : \sqrt{H}$  и  $Q_1' = Q : (D^2 \sqrt{H})$  привести ее состояние работы к состоянию работы единичной турбины и найти на диаграмме коэффициент полезного действия, соответствующий приведенному состоянию.

Пример. Дано  $H = 12$  м,  $Q = 34,6$  м<sup>3</sup>/сек,  $n = 125$  об./мин. Желательный диаметр рабочего колеса конструируемой турбины  $D = 2,5$  м. Ищем:  $n_1' = 90$ ,  $Q_1' = 1,6$  м<sup>3</sup>/сек. Из фиг. 1079 получаем:  $\eta = 83,5\%$ . Следовательно,  $N = (1000 : 75) \cdot 12 \cdot 34,6 \cdot 0,835 = 4620$  P. S. При составлении проекта необходимо исследовать, не дают ли другие числа оборотов в другой диаметр более выгодных соотношений; при этом должны быть исследованы все возможные состояния работы, отличающиеся друг от друга расходом воды, соответственной мощностью и напором (с увеличением напора и при постоянном числе оборотов и увеличивается  $n_1'$ ).

Зависимость коэффициента полезного действия от состояния работы турбины можно представить еще иначе, пользуясь для характеристики состояния работы не расходом, а мощностью. Так как при постоянном коэффициенте полезного действия мощность пропорциональна произведению  $QH$ , то для пересчета мощности, соответствующей опытной турбине, к мощности, соответствующей единичной турбине, следует пользоваться формулой  $N_1' = N_m : (D_m^2 H \sqrt{H_m})$ , а для пересчета от оригинала к единичной турбине — формулой  $N_1' = N : (D^2 H \sqrt{H})$ .

В вышеприведенных формулах совершенно не принято во внимание небольшое повышение коэффициента полезного действия, наступающее с увеличением размеров турбины и в меньшей степени — с увеличением напора; оба эти обстоятельства уменьшают значение  $\eta$ , что и служит причиной повышения коэффициента полезного действия. Если строящийся оригинал больше используемой модели, то указанное обстоятельство может служить своего рода запасом. Повышение коэффициента полезного действия может быть подсчитано по формуле:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_0) \cdot \left[ \left( 1,4 + \frac{1}{\sqrt{D}} \right) : \left( 1,4 + \frac{1}{\sqrt{D_r}} \right) \right],$$

предложенной Кашегергом. Исследования, проведенные в Америке Моуду, привели к формуле:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_0) (D_r : D)^{0,25} \cdot (H_r : H)^{0,1},$$

которая дает несколько большие значения, чем формула Кашегерга. Однако, обе формулы с легкой достоверностью применимы только к состоянию работы близки к максимальному значению коэффициента полезного действия, для других же состояний работы они дают слишком большие значения.

Опыт показал, что только предварительное испытание модели может предостеречь от ошибки в выборе турбины; поэтому, при производстве всех более или менее больших установок, необходимо предварительно иметь результат исследований опытной турбины в виде диаграммы, изображенной на фиг. 1079; при этом весьма важно, чтобы опытная турбина была в точности геометрически подобна строящемуся оригиналу и не только в отношении рабочего колеса, но и в отношении параллельного колеса, всасывающей трубы и спирального кожуха, если последний имеется.

### е) Удельное число оборотов.

Для выяснения вопроса, какое число оборотов может быть достигнуто турбинами определенной серии при заданном напоре и заданной мощности, необходимо сначала установить, при каких значениях  $n_1'$  и  $Q_1'$  (или  $N_1'$ ) турбина должна работать (напр.,  $n_1'$  и  $Q_1'$  или  $N_1'$  можно выбрать так, чтобы они соответствовали наибольшему значению коэффициента полезного действия). Тогда из выведенного уравнения для  $N_1'$  определяется диаметр рабочего колеса:

$D = \sqrt{N : (N_1' \cdot H \sqrt{H})}$ ; из уравнения для  $n_1'$  — число оборотов  $n = n_1' \sqrt{H} : D$ , или, после подстановки выведенного значения  $D$ ,

$n = n_1' \sqrt{H} \cdot \sqrt{N} : (N_1' \cdot H \sqrt{H})$  или  $n = n_1' \sqrt{N_1'} : H^{1,25} \cdot \sqrt{N}$ .

Значение  $n_1' \sqrt{N_1'}$ , от которого только при заданном напоре и заданной мощности зависит достижимое число оборотов, называется удельным числом оборотов или коэффициентом быстроходности и обозначается через  $n_s$ . Так как  $n = n_s$  для  $H = 1$  м и  $N = 1$  P.S., то удельное число оборотов может быть определено следующим образом: это есть число оборотов той, из рассматриваемой серии, турбины, которая при 1 м напора дает мощность в 1 P.S. <sup>1)</sup>

Каждому состоянию работы определенной турбины соответствует определенное значение  $n_s$ . Если значением  $n_s$  хотят охарактеризовать не определенное состояние работы турбины, а вообще самое турбину, то для этого в равенство  $n_s = n_1' \sqrt{N_1'}$  подставляют такие значения  $n_1'$  и  $N_1'$ , которые соответствуют наименьшему значению коэффициента полезного действия [для фиг. 1079  $n_1' = 85$ ,  $Q_1' = 1,4$ ,  $\eta = 0,88$ ,  $N_1' = Q_1' \cdot \eta \cdot (1000 : 75) = 16,4$ ,  $n_s = 344$ ], или же  $n_1'$  берут таким же, как и прежде, но  $N_1'$  так, чтобы оно соответствовало наименьшей мощности, достижимой при этом числе оборотов, без заметного падения коэффициента полезного действия (для фиг. 1079  $Q_1 =$  около 1,8,  $\eta = 0,80$ ,  $N_1' = 19,2$ ,  $n_s = 372$ ). Большой частью пользуются последним способом, хотя он не совсем точен.

Если турбина имеет несколько рабочих колес, то тогда удельное число оборотов можно отнести не ко всей турбине, а к каждому колесу в отдельности; это особенно целесообразно потому, что гидравлические соотношения рабочего колеса в существенном определяются удельным числом оборотов. Поэтому под  $n_s$  обыкновенно понимают удельное число оборотов во всей турбине, а только рабочего колеса; с прежним значением  $n_s$  оно совпадает только в случае одноколесной турбины. Определению удельного числа оборотов только рабочего колеса провозводится так же, как и прежде, но с той лишь разницей, что в формулы вводится мощность только рабочего колеса, а в случае двоянной турбины, из рабочего колеса которой вода выливается на две стороны — мощность одной стороны  $n$ , наконец, в случае колеса Пельтона — мощность одного сола.

Если турбина имеет  $i$  простых рабочих колес или соел,  $n$ , следовательно, мощность каждого колеса (сола) равна  $N : i$ , то число оборотов, которое может быть достигнуто рабочим колесом с заданным  $n_s$ , равно:

$$n = n_s \cdot (H^{1,25} : \sqrt{N}) \cdot \sqrt{i}$$

и, обратно, для заданного числа оборотов необходимо, чтобы удельное число оборотов (или коэффициент быстроходности) рабочего колеса было

$$n_s = n \sqrt{N} : (H^{1,25} \cdot \sqrt{i}).$$

На фиг. 1080 представлены несколько рабочих колес, которые при равных напорах имеют одинаковую мощность, но отличаются числом оборотов.

В прилагаемой таблице даны удельные числа оборотов или коэффициенты быстроходности, отнесенные к одному рабочему колесу (солау), для различных видов турбин.

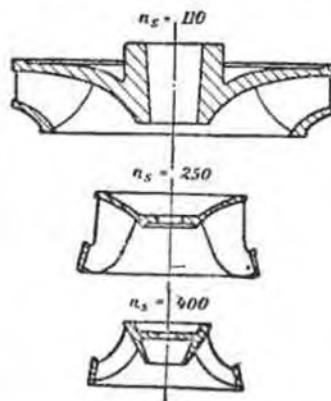
Таблица 1. Коэфф. быстроходности для различных видов турбин:

Колеса Пельтона: нормальные  $n_s =$  около 20, может повышаться до 40; значительно уменьшается с увеличением диаметра рабочего колеса.

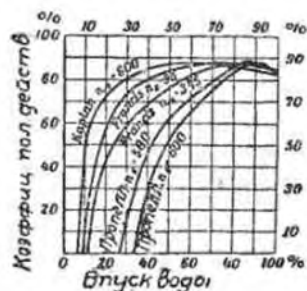
Турбины Френсиса: тихоходные  $n_s =$  от 50 до 150,  
нормальные  $n_s =$  „ 150 „ 250,  
быстроходные  $n_s =$  „ 250 „ 500.

Пронеллерные турбины (в том числе и турбины Каплана):  $n_s =$  „ 450 „ 1000 (и выше).

Коэффициент полезного действия, достижимый при заданном  $n_s$ , зависит от очень многих обстоятельств, прежде всего — от способа установки турбины, ее величины и от конструкции всасывающей трубы. Для характеристики турбины можно вместо диаграммы, изображенной на фиг. 1079,



Фиг. 1080.



Фиг. 1081.

пользоваться одной лишь кривой, указывающей зависимость коэффициента полезного действия для одного определенного числа оборотов  $n_1'$

<sup>1)</sup> В английской системе единиц  $n_s$  есть число оборотов турбины, которая при 1 футе напора дает в 1 секунду мощность в 550 футо-фунтов;  $n_s$ , отнесенное к системе „футо-фунт“, равно 0,225 м метрического значения  $n_s$ .



от  $Q_1'$  или от относительного впуска  $Q_1' : Q_1'_{\max}$ ; эта кривая представляет собою не что иное, как сечение семейства кривых на фиг. 1079 на высоте выбранного  $n_1'$  (фиг. 1081). Конечно, для суждения о турбине этот вид характеристики может быть достаточен только в том случае, когда в проектируемой установке напор, а вместе с ним и  $n_1'$  мало меняются.

Колеса Пельтона дают хороший коэффициент полезного действия в довольно больших пределах относительно впуска воды; в больших установках наивысший коэффициент полезного действия, 86%, получается при  $\frac{2}{3}$  полного впуска; при  $\frac{1}{3}$  полного впуска он еще равен приблизительно  $80\%$ . Побольше ( $D = 0,5$  м) турбины Френсиса и пропеллерные турбины, снабженные наилучшими всасывающими трубами, при удельном числе оборотов от 80 до 700 и наименьшем впуске дают коэффициент полезного действия от 86 до 89%. Из фиг. 1081 видно, что с уменьшением впуска воды коэффициент полезного действия уменьшается тем быстрее, чем больше  $n_s$ , за исключением турбины Каплана. Для  $n_s < 80$  и  $n_s > 700$  коэффициенты полезного действия становятся хуже. Так как коэффициент полезного действия возрастает с увеличением размера рабочих колес, то в больших установках, при надлежащем значении  $n_s$  и надлежащих впуске и всасывающей трубе, он может достигнуть значения, большего 90%.

### Г) Ограничения в выборе $n_s$ .

**1. Ограничения, накладываемые прочностью.** Нагрузка материала рабочих колес определенной серии зависит исключительно от впитора, но не от масштаба турбины, если только все размеры (включая и диаметр болтов, прикрепляющих ковши к диску колеса Пельтона, и толщину лопаток у турбины Френсиса) изменяются пропорционально диаметру рабочего колеса. Таким образом, напор не накладывает ограничений на масштаб турбины.

У колес Пельтона укрепление ковшей при заданном напоре становится тем труднее, чем больше  $n_s$  (если  $D$  остается постоянным, то для увеличения  $N_1'$  необходимо увеличить размер ковшей; при этом все ковшевые и центробежные силы возрастают пропорционально 3 степени размеров ковшей, а поперечные сечения материалов — только пропорционально 2 степени). Поэтому наивысший коэффициент быстроходности  $n_s$  (отнесенный к одному валу), круглым числом равный 40, допустим лишь при  $H \approx 50$  м; для более высоких напоров можно допускать:

при  $H = 100$  м  $n_s = 30$ ; при  $H = 200$  м  $n_s = 25$ ; при  $H = 1000$  м  $n_s = 15$ .

Прочность рабочих колес турбины Френсиса уменьшается с увеличением  $n_s$ , хотя она весьма различна у конструкций, выпускаемых различными фирмами. В общем, из соображений прочности, при  $H = 40$  м допустим коэффициент быстроходности  $n_s = 500$ , при  $H = 20$  м  $n_s = 400$ . Опасность, возникающая вследствие возможности кавитации (отклонение струи, сопровождающееся образованием воздушной раковины), еще более ограничивает величину  $n_s$  в области указанных напоров; при более высоких напорах, а для пропеллерных турбин вообще, главное значение почти всегда имеет только кавитация.

**2. Ограничения, накладываемые возможностью кавитации,** для турбины Френсиса и пропеллерных. Когда в каком-нибудь месте турбины абсолютное давление воды понижается до давления, при котором начинается кипение воды, происходит разрывание подножной струи и образуется пустое пространство — кавитация; чаще всего это случается вблизи выходных входов лопаток рабочего колеса. Следствиями кавитации могут быть: 1) заржавление лопаток и других частей, 2) уменьшение мощности и коэффициента полезного действия, 3) шум во время работы (треск) и иногда сильные сотрясения.

Если  $H_n$  есть барометрическая высота всасывания в месте установки турбины (соответствующая давлению воздуха минус давление паров кипящей воды), а  $H_s$  — высота всасывания турбины (расстояние по вертикали от самого низкого положения уровня нижнего плеса до самого высокого места выхода из рабочего колеса), то величина  $\frac{H_n - H_s}{H} = \sigma$  не должна опускаться ниже определенного наименьшего значения. Отсюда, допустимая высота всасывания равна

$$H_{\text{доп}} = H_n - \sigma_{\min} \cdot H.$$

Наименьшее допустимое значение  $\sigma$  в общем случае тем больше, чем больше  $n_s$ ; оно зависит от формы лопаток и может быть определено путем опытов; если таковых не имеется, то при надлежащем вычислении лопаток за допустимые значения  $\sigma$  (с известным запасом) можно принять следующие (таблица 2):

$H_n$  с достаточной точностью можно положить равным  $10,0$  м —  $0,0012 h$ , где  $h$  есть высота места установки над уровнем моря в м. Так как слишком небольшие высоты всасывания сильно увеличивают стоимость земляных работ, в особенности при выемках для всасывающей трубы, и в то же время для удобного доступа к рабочему колесу (после прекращения подвода верхней воды) необходимо определенное минимальное значение высоты всасывания, то для большинства установок расчет на безопасность от кавитации приводят к ограничению практически возможных коэффициентов быстроходности.

### г) Расчет диаметра рабочего колеса.

Хотя окончательное определение диаметра рабочего колеса производится на основании опытных исследований, все же при проектировании турбин всегда бывает желательно и предварительное — без опытных исследований — приближенное определение размеров ее, прежде всего — размеров рабочего колеса.

Таблица 2.

Турбины Френсиса.		Пропеллерные турбины, включая турбины Каплана.	
$n_s$	$\sigma_{\min}$	$n_s$	$\sigma_{\min}$
< 80	0,01	500	0,6
100	0,05	600	0,8
200	0,1	700	1,5
300	0,2	800	2,1
400	0,4		
500	0,7		



Для колеса Пельтона на диаметр рабочего колеса можно принять диаметр окружности, касающейся продолженной средней линии сокола. У колеса Пельтона  $n_1'$  равно от 36 до 40. Поэтому, из  $n_1' = nD : \sqrt{H}$ , следует

$$D = 36 \text{ до } 40 (\sqrt{H} : n).$$

У турбин Френсиса и пропеллерных при вихром  $n_s$  за диаметр рабочего колеса принимают отрезок между входными козлами — в этом случае обыкновенно параллельными осью — лопаток рабочего колеса. При более высоком  $n_s$  это определение уже не будет однозначным, так как в этом случае входные края обыкновенно наклонены к оси; за диаметр рабочего колеса принимают отрезок между диаметрально противоположными точками наиболее узкого места вешнего венца.

При  $n_s < 200$ ,  $n_1'$  равно приблизительно 60, следовательно,  $D = 60 \sqrt{H} : n$ . Для  $n_s < 100$ ,  $n_1'$  может быть понижено приблизительно до 50, так что  $D = 50 \sqrt{H} : n$ . Для  $n_s = 250$ ,  $n_1'$  равно приблизительно 70, для  $n_s = 300$  — приблизительно 80. При большем  $n_s$  при определении диаметра рабочего колеса предпочитают руководствоваться расходом или мощностью. Для коэффициентов быстроходности, превосходящих 300,  $Q_1'$  можно принять равным  $1,6 \text{ м}^3/\text{сек}$ ,  $N_1' \approx 18 \text{ P. S.}$  Отсюда

$$D = \sqrt{Q : 1,6 \sqrt{H}} \text{ или } D = \sqrt{N : (18 H \cdot V H)}.$$

#### h) Конструктивные особенности.

При проектировании рабочего колеса основное уравнение дает только одно условие, так что многие величины остаются неопределенными и, следовательно, могут быть выбраны произвольно. Они подбираются так, чтобы потери вследствие трения и образования вихрей были возможно меньшими. Для этой цели производится соответствующие опытные исследования. Обыкновенно на основании подобного рода соображений определяется форма лопаток вблизи входного и выходного краев; обе таким образом определенные половины поверхностей соединяются между собой поверхностью, но возможности плавно изогнутой. При проектировании пропеллерных турбин могут быть применены результаты, полученные аэродинамическими лабораторными для несущих поверхностей аэропланов. Здесь не имеется возможности изложить методы проектирования рабочих колес; все они без исключения не являются вполне надежными, особенно для колес с высоким коэффициентом быстроходности; поэтому неизбежно приходится прибегать к опытным исследованиям. То же самое относится и к конструированию ковшей для колес Пельтона.

Гидравлическое осевое давление турбин Френсиса и пропеллерных обыкновенно воспринимается со стороны всасывания, следовательно, в турбинах с вертикальным валом оно приближается к весу вращающихся частей. Если осевое давление воды в кг обозначить через  $S$ , то можно считать, что  $S = KHD^3$ , где  $H$  есть напор в м,  $D$  — диаметр в м, а  $K$  — некоторый коэффициент, определяемый опытным путем. Если опытных исследований не имеется, то тогда, по Вга и п'у, для приближенного определения осевого давления значение  $K$  можно положить равным коэффициенту быстроходности  $n_s$  колеса (но не больше, чем  $K = 750$ ). В остальном осевое

давление зависит от деталей конструкции, а также от некоторых случайностей, поэтому в двоясных и двойных турбинах, у которых осевые давления обоих рабочих колес действуют в противоположных направлениях, подпятник всегда должен быть рассчитан так, чтобы он мог безопасно воспринимать приблизительно  $1/3$  осевого давления одного рабочего колеса.

Всегда можно приведенное число оборотов, отвечающее общей и проруской способности турбины, с которым приходится считаться при расчете динамомашин — в виду возможности отката действия регулятора. Приведенное число оборотов, отвечающее общей проруской способности, колеса Пельтона можно принять равным  $68 (\sqrt{H} : D)$ . Для турбин Френсиса и пропеллерных можно считать, что при  $n_s \leq 300$  эта величина для большинства турбин равна от 1,6 до 1,8-кратного нормального числа оборотов, для турбин же с более высоким  $n_s$  — иногда до 2,5-кратного нормального числа оборотов; при этом предполагается, что напор остается постоянным. Все же определение приведенного числа оборотов, отвечающее общей проруской способности, всегда должно основываться на исследованиях опытной турбины, которые при холостом ходе дают наивысшие возможные  $n_1'$ ; тогда это число оборотов для оригинала равно  $n_{1' \text{ max}} (\sqrt{H} : D)$ , где  $H$  равно наибольшему из возможных значений напора в рассматриваемой установке; в установках с сильно меняющимся напором приведенное число оборотов при высоком  $n_s$  достигает 3-кратного значения нормального числа оборотов, благодаря чему часто значительно повышается стоимость динамо-машин.

### С. Регулирование гидравлических турбин.

#### а) Общие сведения.

Все почти турбины снабжены автоматическими регуляторами; исключение составляют только совсем небольшие установки. Назначение регуляторов: 1) по возможности сохранить число оборотов постоянным при изменении нагрузки и 2) уменьшение снижения верхнего уровня, когда турбина находится долго в условиях, при которых потребляется воды больше, чем подводится к ней каналом.

Назначение 1 может быть выполнено:

а) путем искусственной дополнительной нагрузки, вводимой в момент повышения числа оборотов. Она достигается или механическим торможением (тормозной регулятор, в настоящее время употребляется еще весьма редко) или же выведением в электрическую цепь дополнительной сопротивленности (электрический регулятор). Применение электрического регулятора экономически может быть оправдано в том случае, когда гидростатическая установка не имеет регулирующего воздухоприемника, или же когда она обслуживает большую сеть высокого напряжения, при чем изменения нагрузки сети не будут чувствительны. Первый из названных случаев, конечно, очень редко встречается на практике, так как почти во всякой гидростатической установке верхний подводящий канал может быть использован в качестве резервуара; если даже его емкость незначительна, все же наличие его позволяет снимать кратковременные пики, образуемые резкими повышениями нагрузки в электрической сети.

Поэтому, применение электрического регулятора практически ограничивается только вторым случаем, и задачей его является выпущение вращения турбины слишком большого числа оборотов, что может случиться, например, при выключении части плав всей электрической сети. Вторая из упомянутых выше задач выполняется при этом соответствующей установкой от руки направляющих дозаток плав грушевидной плавой в сошке: при сравнительно медленных плавениях притока воды это легко сделать, особенно если уронить верхнего плавца путем поплавокowego приспособления со шкалой сделан видимым в машинном помещении; возможна также и автоматическая установка направляющих дозаток особым регулятором уровня, снабженным поплавком.

В тех случаях, где электрический регулятор применим, он выгоден своей дешевизной, а также тем, что при пуске в ход регулятора расход воды в турбине не изменяется, что иногда—в целях равномерности течения воды в канале и трубопроводе—бывает желательно. Недостатком же электрического регулятора является то, что при повреждениях в динамомашине не исключена возможность катастрофы вследствие разлития турбиной слишком большого числа оборотов.

б) Путем автоматической перестановки направляющих дозаток плав грушевидной плавой в сошке (нормальное регулирование).

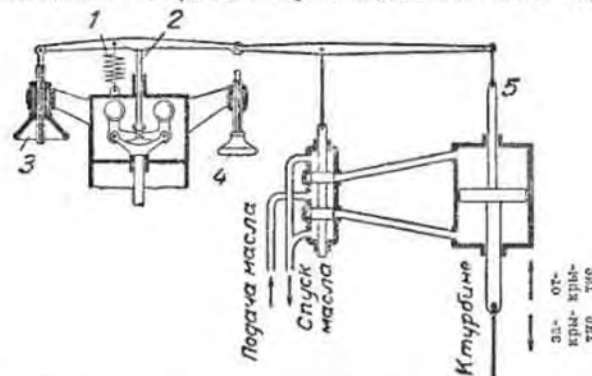
Перестановка направляющих дозаток плав грушевидной плавой требует применения большой силы. Работой регулятора называется произведение наибольшей необходимой для движения переставляющего механизма силы на путь или произведение наибольшего необходимого для вращения регулирующего вала момента вращения на угол вращения, выраженный в дуговой мере. Работа регулирования  $A_r$  турбины Френсиса и проеллерных (в кгм) приблизительно может быть подсчитана по формуле

$$A_r = 30 Q \sqrt{HD},$$

где  $Q$  есть расход воды при полном впуске в  $m^3/sec$ ,  $H$ —напор и  $D$ —диаметр рабочего колеса в м. Работа регулирования тем меньше, чем больше число направляющих дозаток, при условии, что остальные соотношения остаются постоянными; вышеприведенная формула учитывает еще то обстоятельство, что большие турбины снабжаются большим числом направляющих дозаток, чем меньшие. На практике работа регулирования колеблется от 10 кгм для небольших и до 40 000 кгм для самых крупных турбин. В виду такой величины работы регулирования невозможно пользоваться регулятором прямого действия (тахометром) или центробежным регулятором, поэтому применяются почти исключительно регуляторы непрямого действия, в которых на долю тахометра выпадает только задача регулировать работу вспомогательного механизма, представляющего собою самостоятельный двигатель и называемый сервомотором. В качестве вспомогательного механизма (сервомотор), в настоящее время употребляют почти исключительно поршневые механизмы с жидкостью; рабочей жидкостью—обыкновенно масло, а иногда вода, почти всегда берущаяся из соседнего подпровода, так как применение для этой цели рабочей воды турбины вследствие ее засоренности не представляется возможным.

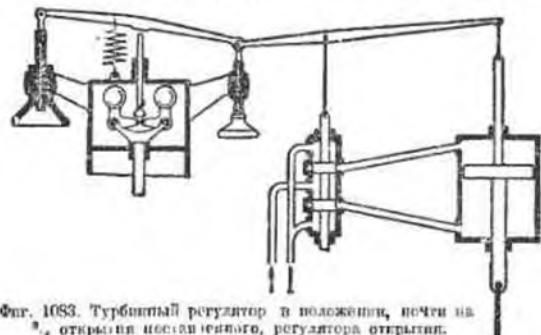
### в) Конструкции регуляторов 1).

На фиг. 1082 изображена схема регулятора непрямого действия с приспособлениями, необходимыми для водной установки. Масляный катаракт служит для того, чтобы регулирование было устойчивым; он обуславливает движение рабочего поршня вслед за движением стержня (2)



Фиг. 1082. Схема управления одного простого турбинного регулятора.  
1. Нажимная пружина. 2. Стержень регулятора. 3. Приспособление для подсчета числа оборотов. 4. Ограничитель раскрытия. 5. Масляный катаракт.

центробежного регулятора (тахометра); каждому положению стержня в установившемся состоянии соответствует определенное открытие турбины,



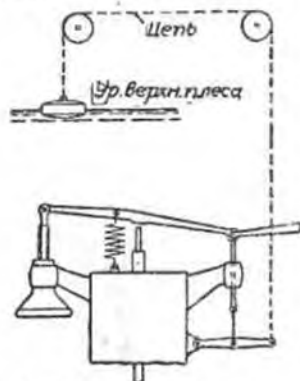
Фиг. 1083. Турбинный регулятор в положении, почти на 90° открытии несамоуправляемого регулятора открыт.

именно то, при котором тахометр находится в своем среднем положении. Катаракт обуславливает также то, что число оборотов  $n_2$  турбины при холостом ходе больше числа оборотов  $n_1$  при полной нагрузке. Величина  $\delta_r = (n_2 - n_1) : 0,5(n_2 + n_1)$  называется коэффициентом неравномерности регулирования или остаточной неравномерностью. Путем перестановки

1) См. «Детали машины», стр. 347.

поворотного маховичка от руки или при помощи электромотора (через распределительную доску) после изменения нагрузки можно вновь установить нормальное число оборотов. Эта перестановка, необходимая после каждого изменения нагрузки, может производиться также автоматически; перестановка должна производиться медленно, чтобы процесс регулирования оставался устойчивым. При параллельной работе динамо-машины переменного тока следует за тем, чтобы после изменения нагрузки нормальное число оборотов достигалось не совсем; изменение числа оборотов должно быть таким, чтобы оно соответствовало разности числа оборотов между холостым ходом и полной нагрузкой приблизительно на  $\delta_r = 2\%$ . (Без применения катаракта— $\delta_r$ , необходимое для устойчивого регулирования, должно было бы быть на много больше). Установления числа оборотов от руки в данном случае не требуется, во оно необходимо при нормальном включении и для распределения нагрузки между параллельно работающими генераторами переменного тока.

Положение стержня 4 с ручным маховичком (см. схему, фиг. 1082), „ограничителя раскрытия“, определяет наибольшее открытие нагнетающего колеса (соответственно: отверстие гола), которое может установить регулятор (2). При падении числа оборотов происходит толчок от соприкосновения рычага со стержнем 4, после чего рычаг перестает двигаться вслед за дальнейшим опусканием стержня 2. Устройство 4 служит также для того, чтобы препятствовать чрезмерному понижению верхнего уровня воды при водопадке ее, разумеется, с соответственным уменьшением мощности турбины. Чтобы при переменном притоке воды, турбина всегда отдавала всю мощность, какую обдает, не принимая вместе с тем участия в выравнивании изменений нагрузки в питающей сети, устанавли-



Фиг. 1084. Схема регулирования уровня воды.

вают стержень 4 на соответствующую притoku воды высоту и поворачивают маховик 3 в сторону увеличения числа оборотов на столько, чтобы при последующих малых изменениях числа их, стержень 2 не касался рычага. Такое положение регулятора изображено на фиг. 1083.

В установках с часто и сильно меняющимся притоком воды изменение степени раскрытия регулятора производится автоматически, при помощи поплавка в верхнем плесе (фиг. 1084), благодаря чему автоматически выноляется задача, указанная в п. 2. При большом расхождении до поплавка его движения могут передаваться регулятору или давлением воздуха (Voith) или электрическим током (Briegleb, Hansen & Co).

В качестве рабочей жидкости, сдавливаемой поршнем, чаще всего употребляется масло, иногда и вода — с примесью веществ, уменьшающих образование ржавчины. Различают 1) регуляторы с воздушной камерой и 2) регуляторы без воздушной камеры.

**1. Регуляторы с воздушной камерой.** Насос обслуживает воздушную камеру, имеющую назначение конденсатора энергии. В хороших конструкциях устраивается особый клапан, который при достижении в воздушной камере нормального давления переключает насос на холостой ход. В более простых конструкциях устраивается только предохранительный клапан, который при достижении в воздушной камере наивысшего давления открывается в масляную камеру и пропускает в нее рабочую жидкость сервомотора, без разгрузки насоса. Наполнение воздушной камеры воздухом производится обыкновенно масляным насосом путем засасывания; в больших установках для этой цели устанавливаются особые компрессоры.

**2. Регуляторы без воздушной камеры.** Коловратный насос все время перекачивает масло, пока не начнутся движения, связанные с процессом регулирования; масло движется без давления, только с началом процесса регулирования оно начинает сдавливаться и поступать в рабочий цилиндр. Весьма целесообразно включить еще один добавочный, небольшой коловратный насос, назначение которого работать для выравнивания часто случающихся, небольших изменений нагрузки; главный насос в этом случае начинает действовать только при сильных изменениях нагрузки. Преимущество регуляторов без воздушной камеры: простой уход, беспробойная работа при быстро сменяющихся друг за другом изменениях нагрузки, безопасность в работе. Недостатки: в больших регуляторах для насоса необходимо тяжелое оборудование, так как последний в течение короткого процесса регулирования производит всю работу регулирования; в регуляторах с работоспособностью свыше 3000 кг резиновый привод почти непременно и необходима зубчатая передача.

Чтобы избежать периодичных размахов регулятора, нужно, во-первых, иметь очень чувствительный тахометр, работающий без всяких толчков, лучше всего при помощи ремня; далее, во-вторых, стопорный вентиль должен указывать только практически исчезающие изменения сопротивления и, наконец в третьих, должны быть устранены полностью мертвый ход и вредные пространства во всех частях механизма.

### е) Требования, предъявляемые к регуляторам.

**1. Работа регулятора при внезапных изменениях нагрузки.** Относительным изменением нагрузки называется величина

$$\varphi = (N_a - N_e) : N_{\max},$$

где  $N_a$  есть мощность до наступления изменения нагрузки,  $N_e$  — после изменения, а  $N_{\max}$  — мощность при полном открытии турбины. Относительным изменением числа оборотов называется величина

$$\zeta = (n_{\max}(\min) - n_a) : n_{\text{норм.}},$$

где  $n_{\max}$  (или  $n_{\min}$ ) есть наиболее высокое (или наиболее низкое) число оборотов во время процесса регулирования,  $n_a$  — число оборотов до наступления изменения нагрузки,  $n_{\text{норм.}}$  — нормальное число оборотов. Величина

$$\gamma = (GD^2 n_{\text{норм.}}^2 : N_{\max}) \cdot 10^{-6}$$



( $GD^2$ —момент инерции ротора в  $\text{кгм}^2$ , считая и момент инерции махового колеса, если последнее имеется;  $N_{\text{max}}$  — в Р. С.) называется мощностью для запасом энергии.

Для турбин, устанавливаемых в открытых шахтах, запас количества движения должен быть равен по крайней мере 1,5. У динамо-машины трехфазного тока ротор обыкновенно дает это значение без специального увеличения масс, а то время, как в динамо-машинах постоянного тока, обладающих гораздо меньшими моментами инерции, почти всегда необходимо устраивать специально маховики. При  $\gamma = 1,5$  необходимо, чтобы

$$\zeta \text{ было бы не больше, чем } \begin{array}{ccc} \text{при } \varphi = \mp 1,0 & \mp 0,5 & \mp 0,25 \\ \pm 0,12 & \pm 0,05 & \pm 0,02. \end{array}$$

с увеличением  $\zeta$  (уменьшением) уменьшается (увеличивается): зацепность можно считать обратно-пропорциональной. Для точности регулирования необходимо, чтобы «время замыкания»  $T_s$  (т. е. время, которое необходимо рабочему вращению при наибольшем растворе регулирующего вентилля, для возвращения всей системы в первоначальное состояние, не превышало 1,5—2 секунд.

В турбинах, к которым вода подводится трубопроводом, условия для регулирования много хуже, так как, во-первых, для избежания при закрытии больших повышений давления необходимо увеличивать время замыкания  $\pi$ , во-вторых, повышение давления, получающееся при замыкании, сначала вызывает повышение мощности турбины, так что желаемое уменьшение мощности наступает с запозданием (при открытии—наоборот). Величина

$$\chi = \frac{\text{наибольш. измен. давл. во время регулир. (в ш вод. ст.)}}{\text{напор (в ш)}}$$

называется относительным изменением давления. Величина

$$T_r = l c_{\text{max}} : gH$$

называется временем проточа трубопровода ( $l$ —длина трубопровода в м,  $c_{\text{max}}$ —скорость воды в трубопроводе при полном напоре в ш:сек).

Если трубопровод состоит из отдельных частей с различными диаметрами, то

$$T_r = \sum l c_{\text{max}} : gH.$$

При этом изменения давления получаются больше чем теоретические значения и могут быть представлены, как

$$\chi = 0,8 r (r \pm \sqrt{1 + r^2})$$

(+ для закрытия, — для открытия,  $r = T_r : T_s$ ). Нижняя граница для  $T_s$  определяется допустимым повышением давления; для небольшого напора в небольшом диаметре трубы можно допустить  $\gamma = 0,5$ , для больших напора и диаметра трубы —  $\gamma = 0,2$ .

В таком случае происходящее изменение числа оборотов, наступающее при выключении (или включении) полной нагрузки ( $\varphi = \mp 1$ ), приблизительно равно

$$\zeta = 0,1 (T_s + 1,5 T_r) : \gamma.$$

При  $\varphi = \mp 0,5$ ,  $\zeta$  равно 0,4 предыдущего значения, при  $\varphi = \mp 0,25$   $\zeta$  равно около 0,18 того же значения. Однако, следует заметить, что приведенные указания о  $\chi$  и  $\zeta$  являются приближенными, и ими можно пользоваться лишь для предварительного проектирования; в действительности  $\gamma$  и  $\zeta$ , каждая в отдельности, зависят от многих обстоятельств, в частности, от качества конструкции регулятора.

В больших турбинах инерция воды во всасывающей трубе и в спиральном кожухе (если он имеется) оказывает то же влияние, что и в трубопроводе. В уравнении  $T_r = \sum l c_{\text{max}} : gH$  суммирование распространяется на весь путь воды, включая спиральный кожух и всасывающую трубу, при чем для спирального кожуха от того места, в котором начинается вход воды в направляющее колесо, и до конца кожуха, следует брать только половину действительной длины (в виду постепенного убывающего количества протекающей воды). В таком случае формула для  $\chi$  даст сумму повышений давления до турбины и понижения давления за рабочим колесом при закрытии ( $\pi$ , наоборот — при открытии). Это изменение давления распределится на повышение давления до турбины и понижения давления за турбиной в таком же отношении, в каком находится сумма  $\sum l c_{\text{max}} : gH$ , составленные для части пути воды, лежащей до турбины, и для всасывающей трубы. Понижение давления в начале всасывающей трубы не должно быть настолько велико, чтобы в этом месте абсолютное давление опускалось до точки кипения воды, так как в этом случае всасывающий столб разрывается бы во время процесса регулирования и при последующем обратном ударе мог бы причинить значительные повреждения, например сдвиг всей турбины с фундамента.

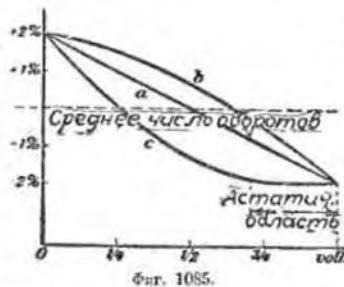
Если при составлении проекта для  $\zeta$  получаются слишком большие значения, то следует самым тщательным образом высмотреть, выгоднее ли достигнуть улучшения регулирования (равносильно уменьшению  $\zeta$ ) путем ли увеличения колебательного момента (равносильно увеличению  $\gamma$ ), путем ли увеличения диаметра трубопровода (равносильно уменьшению  $T_r$ ), путем ли увеличения прочности последнего (допускаем больших значений для  $\chi$  и, следовательно, меньших для  $T_s$ ) или, наконец, одним из способов, описанных в д).

В установках с длинными трубопроводами—в целях удешевления стоимости их в определенных, допустимых границах—часть допускаются большие значения чисел оборотов ( $\zeta$  приблизительно до 0,3 при  $\varphi = 1$ ); в частности, когда динамо-машина питает большую сеть, это можно делать без всяких сомнений. При допущении больших значений  $\zeta$  дополнительную динамо-машину для возбуждения невыгодно приводить в движение от вала турбины, так как во время увеличения числа оборотов после внезапного изменения нагрузки напряжение главной машины изменяется сильнее, чем число оборотов, а иногда даже сильнее, чем квадрат числа оборотов; причиною этому является одновременное повышение напряжения в дополнительной динамо-машине. Поэтому в этих случаях дополнительную динамо-машину предпочтительнее приводить в движение при помощи отдельной турбины.

2. Работа регулятора при постоянной и медленно изменяющейся нагрузке. При холостом ходе и постоянной нагрузке регулятор не должен «колебаться», т. е. он не должен вызывать периодических изменений числа оборотов (периоды «колебательности» регулятора лежат обыкновенно



между 5 и 20 секундами), так как благодаря этому вызывается периодическое изменение напряжения и частоты и, кроме того, — в случае переменного тока — затрудняется, а иногда делается совсем невозможным, синхронизирование динамо-машины, работающей в холостую, в целях параллельной работы. Крайне вредно уже колебание числа оборотов на  $\pm 0,25\%$ . Кроме того, регулятор не должен дрожать; под этим понимают движение поршней, периоды которых настолько малы, что число оборотов заметно не колеблется. Причинами дрожания могут быть: не тщательная установка прибора (плохой ремень, плохое соединение ремня, неравномерное давление ремешного шкива, плохие зубчатые колеса), а также несправильная конструкция или неправильное выполнение регулирующего вентиля. Вредно отзывается и изношенность механизма направляющих лопаток.



Фиг. 1085.

Коэффициент неравномерности регулирования  $\delta_r > 0,05$  основательно дает о себе знать. С другой стороны, при динамо-машинных переменного тока, обращающемся на параллельную работу возбуждения,  $\delta_r$  не должно быть меньше 0,02. В больших установках рекомендуется устраивать особые приспособления для установок  $\delta_r$ . В установившемся состоянии

между числом оборотов и мощностью зависимость должна быть линейная (лучше всего, если эта зависимость представляется прямой линией *a* (фиг. 1085); допустима еще линия *b*, но уже не линия *c* со статической областью). Изменение числа оборотов должно допускаться самое меньшее на  $\pm \delta_r$ , чтобы включать холостой возбудитель на параллельную работу и произвольно распределить нагрузку в работе.

#### д) Способы уменьшения колебаний давления.

**1. Автоматические вентили.** Чтобы предотвратить повышение давления в закрытых напорных трубах при закрытии турбины, устраиваются дополнительные выпускные клапаны, которые при закрытии направляющих лопаток автоматически открываются, а затем — чтобы не было утечки воды — медленно возвращаются в первоначальное положение.

**2.** Хотя только что описанные автоматические клапаны могут применяться и в колесах Пельтона, тем не менее в этом случае их выгоднее заменить так называемым двойным регулированием; регулятором производится передвижение пропелчатого клапана в одну и в то же время отклонение струи: при разгрузке струотклонитель быстро придвигается вперед, совсем или частично отклоняет собою струю воды от колеса до тех пор, пока медленно передвигающийся пропелчатый клапан не придет в положение, соответствующее новой нагрузке; в течение этого времени струотклонитель автоматически возвращается в первоначальное положение, так что к концу процесса регулирования он уже не задвигает струю.

Способы, указанные в п.п. 1 и 2, конечно, не могут уничтожить вредного действия трубопроводов при увеличении нагрузки. Следовательно, для определения колебательного момента имеют значение увеличение нагрузки, при которых обыкновенно могут быть допущены более сильные колебания числа оборотов, чем при уменьшенных нагрузках.

**3.** Часто оказывается возможным недалеко от машинного помещения построить и а п о р т н ы й р е з е р в у а р: тогда на регулирование турбины вредно отзывается только часть трубопровода, лежащая между напорным резервуаром и турбиной. Напорный резервуар может быть устроен или на склоне горы, или в самой горе, или, наконец, в виде высокого железного сооружения рядом с машинным помещением.

Если поперечное сечение  $F$  напорного резервуара всюду одинаковое, то наиболее сильное изменение высоты уровня свободной поверхности воды в резервуаре, происходящее при быстром переходе от состояния покоя к полному расходу, будет равно

$$h_0 = c_s \cdot \sqrt{l_s : (gF)},$$

где  $c_s$  есть скорость воды в тоннеле при полном расходе,  $l_s$  — длина тоннеля,  $F$  — его поперечное сечение: эта формула действительна только в том случае, если не принимать в расчет потери от трения в тоннеле (в общем случае — в закрытой части подводящего канала перед напорным резервуаром).

Если высоту потерь от трения в напорном резервуаре при полном расходе обозначить через  $h_w$ , то в первом приближении можно считать, что влияние трения обуславливает при переходе от состояния покоя к полному расходу наибольшее опускание на  $h_0 + 0,6 h_w$  зеркала воды в штольне, а при обратном переходе — наиболее высокое поднятие на  $h_0 - 0,6 h_w$  над этим горизонтом.

После достижения упомянутого наиболее низкого уровня (соответственно, наиболее высокого уровня), вода опять начинает подыматься, при чем происходит колебания уровня, период которых равен  $2\pi \sqrt{\frac{l_s F}{g}}$ .

Вследствие этого меняется и валор, действующий на силовую установку. Так как, благодаря турбинному регулятору, мощность силовой установки остается одна и та же, следовательно, при низком уровне воды в напорном резервуаре из него расходуются всегда больше воды для силовой установки, а при высоком уровне — наоборот, то упомянутые колебания, благодаря этому усиливаются; с другой стороны, трение в напорном резервуаре уменьшает их. Для того, чтобы действие трения перевешивало, необходимо должно быть  $F > l_s Q_{\max}^2 : 2 g H h_w F_s$ .

Это условие может быть записано также в форме  $h_0 < \sqrt{2 H h_w}$ .

Особые приспособления, вызывающие уменьшение колебаний уровня в напорных резервуарах, позволяют иногда весьма значительно уменьшать необходимый объем резервуара. За сведениями о конструировании напорных резервуаров и о точном расчете колебаний уровня отсылаем к специальной литературе<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> F. Vogt, Berechnung und Konstruktion des Wasserschlosses, Stuttgart 1923; L. Mühlhofer, Zeichnenische Bestimmung der Spiegelbewegungen in Wasserschlossern, Berlin 1925; C. Lamé-Gadea, Théorie des chambres d'équilibre, Lausanne-Paris 1926.

## Ш ОТДЕЛ. РАБОЧИЕ МАШИНЫ.

Составлено под редакцией проф. А. В. Панкина.

### I. Машины-орудия.

#### A. Формовочные машины.

Формовочные машины (Ср. Гейгер, Пособие по литейному делу II, Берлин 1916) представляют устройства, у которых модельные доски с приспособлениями для механического перемещения модели и формы, равно как и для механического уплотнения земли в опоке над модельной доской, соединены в общий механизм. Применяются, преимущественно, при массовом производстве, при котором применение модельных досок рентабельно. При больших моделях, и если дело касается изготовления формы из большого количества песка, применение формовочной машины экономично только для тех немногих отливок, когда части модели могут быть укреплены непосредственно на машинном столе.

Модельные доски изготавливаются из гипса, камня, металла и чугуна, в зависимости от предполагаемого количества отливок. При небольшом количестве отливок достаточна укладка деревянных моделей в гипс или камень.

При односторонних модельных досках модель вкладывается с одной стороны. Для верхней и для нижней опоки необходима тогда одна доска для каждой.

Реверсивные модельные доски. Модели для верхних и нижних опок укладываются на одной стороне. Изготавливаются особыми инструментами. Для одной формы требуется только одна реверсивная доска.

Двойные модельные доски. По принципу реверсивных досок изготавливаются односторонние модельные доски, которые можно себе представить в виде реверсивных досок, разрезанных по линии симметрии.

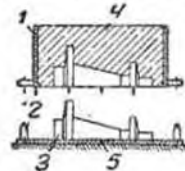
Вытяжные модельные плиты. Для выбранной высокой модели. При неподвижной плите модель, посаженная на самой доске, вытягивается снизу через отверстие, обхватывающее плоскость разъемов модели, при чем земля опирается на вытяжную плиту. При свободной вытяжной плите форма выталкивается сверху неподвижной плитой.

Поворотные модельные доски вращаются на двух шпильках, приделанных к наиболее узкой части досок. Они заменяют две односторонние модельные доски, если на обеих сторонах их прикреплены верхняя и нижняя опоки. Они применяются также и в качестве односторонних

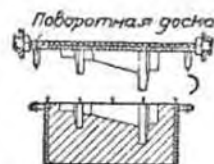
модельных досок для формирования чугунных отливок, с большим количеством песка, формование которых происходит в всяком положении, отливка же — в стоячем.

Поворотные доски схожи с поворотными модельными досками, но движутся вокруг вала, лежащего параллельно к узкой стороне доски с односторонним вкладыванием модели, для высоких моделей.

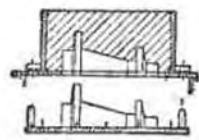
Приспособление для снятия опоки. Снятие при небольших размерах отливок производится при помощи ручных домкратов с рейкой и зубчаткой, подъемных кулачков, рычажных систем с ручными зубчатыми передатками, при чем вес формовочной плиты и опоки уравнивается противовесом или пружиной. При больших весах отливок применяются гидравлические или пневматические подъемники (Америка), при чем в случае употреб-



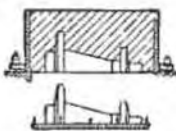
I. 1—Формовочный литей; 2—центрирующий штифт; 3—матка для сердечника; 4—земля; 5—модельная доска. Матка с землей модельная доска остаются на своем месте. Опка снимается.



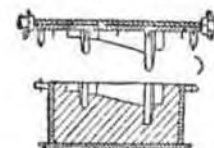
II. Поворотная доска. Метод с односторонней доской. Модельная доска с опокой поворачивается. Опка опускается.



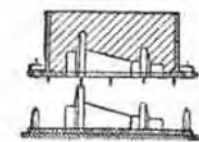
III. Метод выталки. Опка остается на выталкиной доске. Модель выталкивается вниз.



IV. Метод опускания. Опка опускается на своем месте. Модельная доска опускается.



V. Поворотный метод. Модельная доска и опока поворачиваются. Модельная доска выталкивается вверх.



VI. Метод выталки. Модельная доска остается на своем месте, плита с вытяжной плитой и моделью поднимается кверху.

Фиг. 1086. Выемка модели из формы.

ления пневматки необходимо включать жидкости (глицерин или масло), чтобы обеспечить плавное равномерное поднятие опоки. Для этой же цели могут применяться в шпильки с электрическим приводом. На фиг. 1086 изображено соотношение формы и модельной плиты во время отделения их друг от друга.

Уплотнение земли <sup>1)</sup> при помощи ручных трамбовок весом 5 кг, лучше пневматическими трамбовками от 3 до 15 кг; давление воздуха от 5 до 7 ат; расход воздуха от 0,25 до 0,6 м<sup>3</sup> всасываемого воздуха в мин. При больших формах для лучшего использования машин целесо-

<sup>1)</sup> О формовочном песке см. т. I, отдел Материаловедение, стр. 937.