

А. Е. Тиман

ЭН

БЫСТРОХОДНЫЕ
ТРАНСПОРТНЫЕ
ДИЗЕЛЯ

Под ред. проф.
В. В. ВЛАСОВА

ОГИЗ • ГОСТРАНСИЗДАТ
МОСКВА • ЛЕНИНГРАД

1 9 3 1

А. Е. ТИМАН

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

ЭЧЗ

БЫСТРОХОДНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ ДИЗЕЛЯ

перевод с немецкого

инж.-мех. В. А. БУДНИКОВА и инж.-мех. А. В. РАШ

под редакцией

проф. В. В. ВЛАСОВА

ГОС. ПУБЛИЧНАЯ
НАУЧН. ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА СССР

1608 21
60

1
3447

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие редактора.	3
Предисловие автора.	6
I. Краткие сведения истории развития двигателей тяжелого топлива . .	7
II. Тепловые процессы	11
III. Процессы впрыскивания топлива	36
IV. Предкамерный процесс	104
V. Конструкция двигателей	130
VI. Заключение.	256

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА

За последние годы за границей, особенно в Германии, в связи с успешным развитием бескомпрессорных дизелей было проведено чрезвычайно много обстоятельных экспериментальных и теоретических исследований в области смесеобразования, распыливания и сгорания в бескомпрессорных дизелях.

С применением же дизелей для целей транспорта, особенно легкого автомобильно-тракторного, а в самое последнее время авиационного, понадобилось в целях облегчения веса двигателя переработать и всю конструкцию двигателя в целом, обратив особое внимание на топливные органы—насос и форсунку.

Литературы, где все указанные вопросы были бы собраны вместе и систематизированы, на русском языке нет. Недостаток этот особенно чувствуется с введением в ряде высших учебных заведений специального курса по быстроходным дизелям и несомненным развитием в ближайшее время этой отрасли у нас.

Поэтому появление книги А. Е. Тимана представит несомненный интерес.

Однако необходимо отметить, что книга не обнимает полностью всех теоретических вопросов и работ, проведенных по бескомпрессорным дизелям; некоторые вопросы изложены кратко и полностью не освещены, есть и ряд спорных положений.

Последнее в порядке редактирования было частично освещено путем примечаний и дополнений, но это было сделано в размере, допускаемом условиями редактирования.

В некоторых разделах книги вследствие трудного изложения, неясностей и неточностей пришлось сделать значительные отступления от текста и подвергнуть его обработке. Также было произведено исправление вкравшихся у автора ошибок; исправлены они непосредственно в тексте.

Обозначения, применяемые А. Е. Тиманом, заменены наиболее употребительными у нас.

Затем в начале своей книги А. Е. Тиман предпосылает довольно обширную главу по истории развития двигателей жидкого топлива. Освещая в ней, с одной стороны, постепенный исторический ход развития двигателей жидкого топлива, с другой, он подвергает критическому разбору и сопоставлению оригинальные тексты патентных заявок и полемизирует по ним преимущественно с Р. Дизелем, уделяя этому чрезвычайно много места и несколько умаляя его заслуги.

Но несомненна огромная заслуга Р. Дизеля, создавшего после ряда лет упорной работы свой двигатель,—двигатель, который приобрел и приобретает исключительное значение в силовом хозяйстве (стационарном и транспортном) всех стран.

И так как полемика эта не представляет большого интереса и в свое время была достаточно освещена в литературе, она была опущена и первая глава вследствие этого значительно переработана.

Москва 25 января 1931 г.

В. В. Власов

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

Любая техническая деятельность, а также и деятельность инженера, создающего новые конструкции, заключается в оперировании с материалом, с одной стороны, уже испытанным, известным, а с другой стороны, еще неисследованным. Для этого прежде всего требуется от инженера здравый технический подход, т. е. способность ориентироваться как в своих, так и в чужих достижениях, делать по ним правильные выводы, правильно их использовать, так что по ним можно было бы предусмотреть возможное дальнейшее развитие конструируемой машины.

Но такой подход требует значительно больших способностей, чем чисто математический анализ какой-либо проблемы.

Весьма часто упускают из виду, что математика является только высокоразвитой расчетной машиной, которая дает решение для правильно сведенных в задачу зависимостей в виде числового выражения. Следовательно, математика сама по себе вряд ли приведет к новой конструкции. Предварительно необходимо исчерпывающее уяснение исследованных зависимостей на основании комбинированного мышления, которое совместно с творческой фантазией и анализом является важнейшим качеством инженера, создающего новые конструкции. В этом случае математика часто дает поражающе точное подтверждение ожидаемого результата.

Автор на основании этого рассуждения старался сопоставлением характерных опытов и осуществленных двигателей найти основную нить в запутанном множестве конструктивных оформлений так называемых «двигателей дизеля» (в узком и широком смысле).

Автор умышленно не обращался к фирмам за материалом, чтобы этим не брать на себя каких-либо обязательств по более или менее старому и известному материалу.

В заключение автор выражает благодарность д-ру, инженеру Бюхнеру, члену Государственного патентного управления в Берлине, как своему бескорыстному учителю.

А. Е. Тиман

I. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА

В конце 70-х годов прошлого столетия одному из основателей завода газовых двигателей Дейц инж. Отто удалось построить первый работоспособный газовый двигатель и таким образом дать мелкой и средней промышленности более экономичный двигатель, нежели существовавшие до тех пор.

Однако расход светильного газа в этом двигателе, который в то время еще высоко расценивался, был очень велик и составлял приблизительно $1,5 \text{ м}^3$ на одну эффективную силу в час.

Кроме того, газовых заводов было в то время очень мало, они были сосредоточены только в больших городах, и эти обстоятельства экономически и территориально тормозили широкое внедрение газового двигателя в промышленность, делая его неконкурентоспособным с паровой машиной.

Потому все усилия были направлены к тому, чтобы найти такое топливо, которое могло бы заменить светильный газ.

Мысль обратилась к дешевому жидкому топливу—к нефти, но вначале применение получает не сама нефть, а бензин, как имевший в то время небольшую область применения.

Первоначально образование смеси происходило при помощи поверхностных испарителей, но уже в 1885 г. они заменяются впрыскивающими насосами, за которыми последовали смесительные клапаны, в дальнейшем преобразовавшиеся в впрыскивающие карбюраторы.

Но вследствие быстро возрастающей потребности на бензин он сильно дорожает и становится нерентабельным топливом для двигателей, так что в середине 80-х годов ставится вопрос о применении более дешевого жидкого топлива в двигателях.

Первоначально пытались применить нефть и мазут, но применение этих топлив создавало большие конструктивные затруднения для того времени, так что от них пришлось отказаться и перейти к керосину. Таким образом возникает конструкция керосинового двигателя.

Первыми керосиновыми двигателями, отвечавшими условиям рынка, можно считать двигатель Шпиль, построенный в Галле (Германия), и двигатель Пристмана, построенный в Халль (Англия).

Оба двигателя имели насосы для впрыскивания керосина. В двигателе Шпиль керосин впрыскивался в цилиндр через раскаленную

трубку, в которой он должен был испаряться. В двигателе Пристмана керосин впрыскивался не непосредственно в цилиндр, а в испаритель, который подогревался отходящими газами.

В 1888 г. англичанин Джеймс Харгрэвс построил двигатель с самовоспламенением тяжелого топлива, впрыскиваемого насосом на шатонную футеровку камеры сгорания. Двигатель Харгрэвса заключал в себе уже все признаки двигателя с калильной головкой.

Харгрэвс уже в то время применял закрытую форсунку (впрыскивающее сопло с иглой, прижимающейся при помощи пружины, игла открывалась под давлением насоса) и впрыскивал воду в цилиндр для охлаждения камеры сгорания.

Эмиль Капитэн в Германии, один из даровитых конструкторов двигателей того времени, сделал массу предложений для разрешения проблемы: двигателей тяжелого топлива.

Самой выдающейся его работой является предложение впрыскивать в камеру сгорания из двух противолежащих сопл две струи горючего таким образом, чтобы их живая сила при столкновении взаимно уничтожалась и обуславливала мелкое распыление горючего. Воспламенение тяжелого топлива (мазута или каменноугольного масла) должно было происходить не посредством горячего воздуха, а при помощи вспомогательного зажигания, которое заключалось в том, что в горячую фаянсовую трубку (калильную трубку) впрыскивалось немного керосина. Для пуска необходимо было лишь предварительно подогреть трубку.

Но ни один из проектов двигателей тяжелого топлива конструкции Капитэна не был доведен до конца. Объясняли это отсутствием денежных средств, но вероятнее же всего слишком большим увлечением различными новыми идеями и недостаточной стойкостью Капитэна, когда его постигали неудачи на этом поприще.

Зенлейн, не уступающий Капитэну по гениальности, первый предложил в 1884 г. способ вдувания топлива сжатым воздухом. Им был запатентован керосиновый двигатель с подачей керосина посредством сжатого воздуха, воспламеняемого электрической искрой. Для полного сгорания Зенлейн рекомендует впрыскивать воду.

В 1890 г. Свицерский построил в Лейпциге двухтактный двигатель с одноступенчатым компрессором для распыления горючего.

В 1887 г. Отто Келер, преподаватель в Кельне, издал «Теорию газовых двигателей». Посредством простых тепловых расчетов он изложил в ней различные круговые процессы двигателей внутреннего сгорания. В этой брошюре он, например, предлагает конструкцию двигателя с сжатием уже готовой рабочей смеси, однако это давление сжатия должно быть таким, чтобы конечная температура, полученная вследствие высокого сжатия, оставалась все же ниже температуры самовоспламенения смеси. Для этой цели впускной клапан должен был закрываться ранее обычного.

Келер исследовал одновременно и двигатели с высоким давлением сжатия чистого воздуха без топлива, к которым в то время проявили

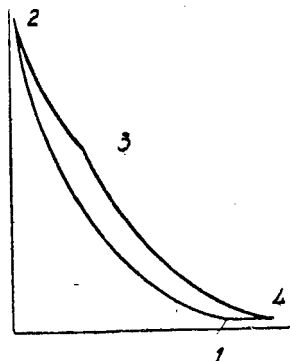
большой интерес, и таким образом теоретически предугадал рабочий цикл, который впоследствии Дизель применил в своем двигателе.

Келер указывает, что высокий коэффициент полезного действия, который теоретически при этом получается, делает эти двигатели очень желательными в промышленности.

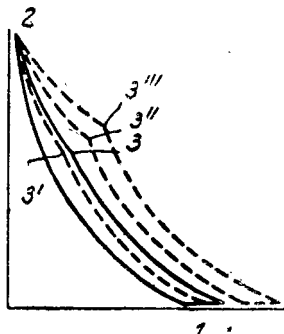
Келер также изложил в своей брошюре идеальный цикл Карно. Он рассчитал двигатель с таким циклом и пришел к совершенно правильному заключению, «что идеальный цикл (Карно), не считая затруднений при его осуществлении, для практических целей совершенно не применим».

Таким образом к этому времени уже имелись все теоретические и конструктивные предпосылки для нового типа двигателя внутреннего сгорания, когда и появился двигатель Рудольфа Дизеля. В 1892 г. Дизель запатентовал рабочий процесс для двигателей внутреннего сгорания, при этом ему был выдан патент следующего содержания:

1. Рабочий процесс в двигателях внутреннего сгорания характеризуется тем, что поршень в цилиндре настолько сильно сжимает воздух или какой-нибудь другой индиферентный газ (пар) с воздухом, что получающаяся при этом температура сжатия находится значи-



Фиг. 1.



Фиг. 2.

тельно выше температуры воспламенения топлива (кривая 1-2 диаграммы на фиг. 1). При этом сгорание постепенно вводимого после мертвой точки топлива совершается так, что в цилиндре двигателя не происходит существенного повышения давления и температуры (кривая 2-3 диаграммы на фиг. 1). Вслед за этим, после прекращения подачи топлива, в цилиндре происходит дальнейшее расширение газовой смеси (кривая 3-4 на диаграмме фиг. 2).

2. Для осуществления рабочего процесса, описанного в пункте 1, к рабочему цилиндру присоединяется многоступенчатый компрессор с ресивером. Равным образом возможно соединение нескольких рабочих цилиндров между собой или же с цилиндрами для предварительного сжатия и последующего расширения.

Таким образом было запатентовано лишь изотермическое сгорание и, как видно из содержания патента Дизеля, такое сгорание было сделано с целью удержать температуру сгорания возможно низкой (не более $700-900^{\circ}\text{C}$ и 90 атм.) для того, чтобы избежать водяного охлаждения цилиндров, а также тепло, отводимое водою охлаждения, использовать для полезной работы. По этой причине и вследствие большой степени расширения этот двигатель должен был послужить в качестве «рационального теплового двигателя» и предназначался для «замены паровой машины и до сего времени существовавших тепловых двигателей», как это говорит Дизель в заглавии своей статьи от 1893 года.

*
* *

Дизель неутомимо работал над своим двигателем, пользуясь теоретическими обоснованиями своих предшественников и своих критиков. Суммируя таким образом теоретический и практический опыт, Дизель создал совместно со своими сотрудниками в период времени с 1893 по 1897 гг. на средства фирм Ф. Крупп и МАН двигатель, который в своем законченном конструктивном оформлении не имел ничего общего с «рациональным», первоначально запатентованным тепловым двигателем с изотермическим сгоранием. В настоящее время имя Дизель стало нарицательным и, если даже учесть то обстоятельство, что Дизель в своих патентных заявках запатентовал далеко не те процессы, которые имеют место в его двигателе, что ему многие критики ставят в вину (напр., Тиман), то все же ему надо отдать должное в том, что он создал и конструктивно разработал двигатель внутреннего сгорания—«дизель», являющийся до настоящего времени одним из наиболее экономичных тепловых двигателей.

II. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

А. Сжатие.

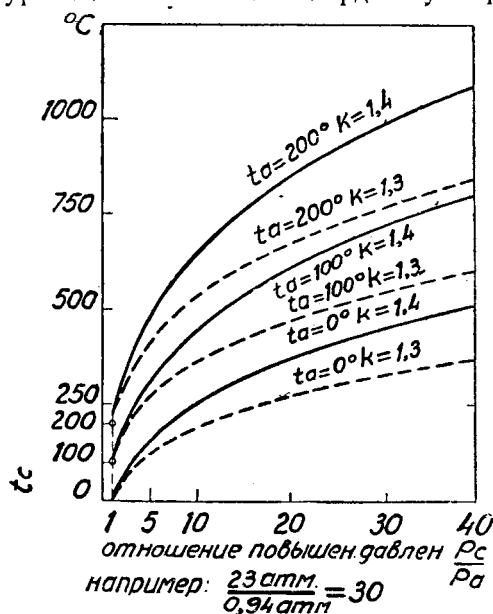
Большой литровый вес двигателя обуславливается не только необходимостью иметь более прочный шатунный механизм и картер вследствие высоких давлений вспышки 36—50 атм., но также и тем, что в двигателе дизеля имеется опасность, что горючее при отсутствии вспышки не вполне будет удалено из цилиндра и при следующем ходе сжатия преждевременно воспламенится вместе с новой порцией топлива. Следовательно, воспламенение произойдет до или в верхней мертвой точке, и сгорание совершится при уменьшающемся или постоянном объеме. Возникающее вследствие этого увеличение давления вспышки может быть много больше нормального давления, почему в больших двигателях дизеля предусмотрены в цилиндрах предохранительные клапаны, понижающие давление в рабочих цилиндрах при опасных возрастаниях давления. Но так как эти клапаны не являются абсолютно надежной конструктивной деталью, то у малых быстроходных дизелей их отбрасывают, выполняя усиленным шатунный механизм.

В двигателе со степенью сжатия $\epsilon=12$ и использованием воздуха на 75 % сгорание дало бы при постоянном объеме наивысшее давление приблизительно 110—115 атм., в карбюраторном же двигателе со 100 % использованием воздуха и степенью сжатия $\epsilon=5,2$ достигало бы только 55 атм.

В интересах понижения рабочих давлений вспышки в быстроходных дизелях желательна возможно малая степень сжатия ϵ , очень облегчающая при этом и пуск в ход. Для надежного самовоспламенения в малых цилиндрах при горячей машине достаточно было бы иметь $p_c=20\text{--}22$ атм., но требования надежного самовоспламенения впрыснутого топлива при еще холодной машине, низкой внешней температуре (зимой), малых числах оборотов (пуск в ход) требуют как раз противоположного, а именно высокую конечную температуру сжатия, следовательно, высокую степень сжатия.

На конечную температуру сжатия T_c имеет влияние не столько начальная температура T_a , сколько охлаждающее действие стенок цилиндра, которое у цилиндров малых размеров становится особенно значительным и понижает показатель n_1 политропы сжатия до 1,2 и даже ниже.

Эти соотношения поясняет фиг. 3 (по проф. Негелю), где на абсиссе отложены степени увеличения давления $p_c : p_a$, а конечные температуры сжатия нанесены на ординату в предположении адиабатического



Фиг. 3. Влияние начальной температуры и показателя политроны сжатия на температуру сжатия.

ниже среднего эффективного давления современных авиационных моторов, которое равно 9—10,5 кг/см². Процесс Бо де-Роша-Отто, являющийся в настоящее время общепринятым сравнительным процессом для двигателей внутреннего сгорания, не применим как сравнительный процесс для двигателей с внутренним образованием смеси и продолжительным временем горения.

Процесс Бо де-Роша-Отто исходит из сгорания при постоянном объеме, т. е. подводимое количество тепла, производящее работу, должно выделяться практически почти что в бесконечно короткое время. Только для этого не встречающегося случая сгорания в поршневых двигателях справедливо известное выражение наивысшего достигаемого термического коэффициента полезного действия.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

отнесенного к степени расширения работающей среды, или

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

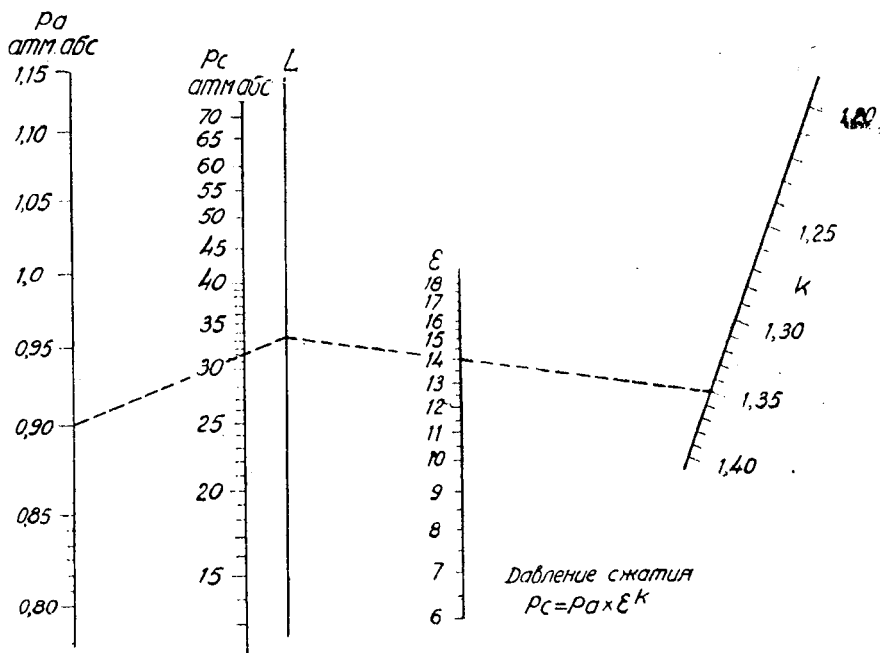
отнесенного к начальному и конечному давлению хода расширения.

Влияние температуры всасывания на температуру конца сжатия дает повод к замене неприемлемых высоких степеней сжатия достаточным подогреванием.

Однако всосанный вес воздуха уменьшается предварительным подогреванием обратно пропорционально абсолютным температурам, вследствие чего среднее эффективное давление двигателя дизеля становится еще меньше. Оно составляет из-за необходимого для хорошего сгорания высокого избытка воздуха ($\alpha = 1,3—2,0$) максимум 6—6,5 кг/см². Среднее эффективное давление двигателя дизеля намного

В действительности сгорание, т. е. подвод тепла в двигателях со сжатием смеси и электрическим зажиганием, продолжается приблизительно в течение 50—60° поворота кривошипа с момента зажигания.

Даже нежелательное, чрезвычайно интенсивное сгорание, при детонации, все же длится приблизительно 25—40° поворота криво-



Фиг. 4. Номограмма для приближенного определения конечного давления сжатия.

шипа. В двигателях дизеля сгорание происходит при меньшей температуре в следствии внутреннего смесеобразования и большого избытка воздуха требуя существенно большего времени и в самом раннем случае оканчивается при 60° после в.м.т., реже при 90°, обычно же еще позднее.

Подсчет значений конечных температур и давлений сжатия неудобен из-за степенной зависимости уравнения. Для быстрого приближенного подсчета этих значений можно пользоваться номограммами фиг. 4 и 5.

Как известно, для политропического сжатия газа имеем выражение

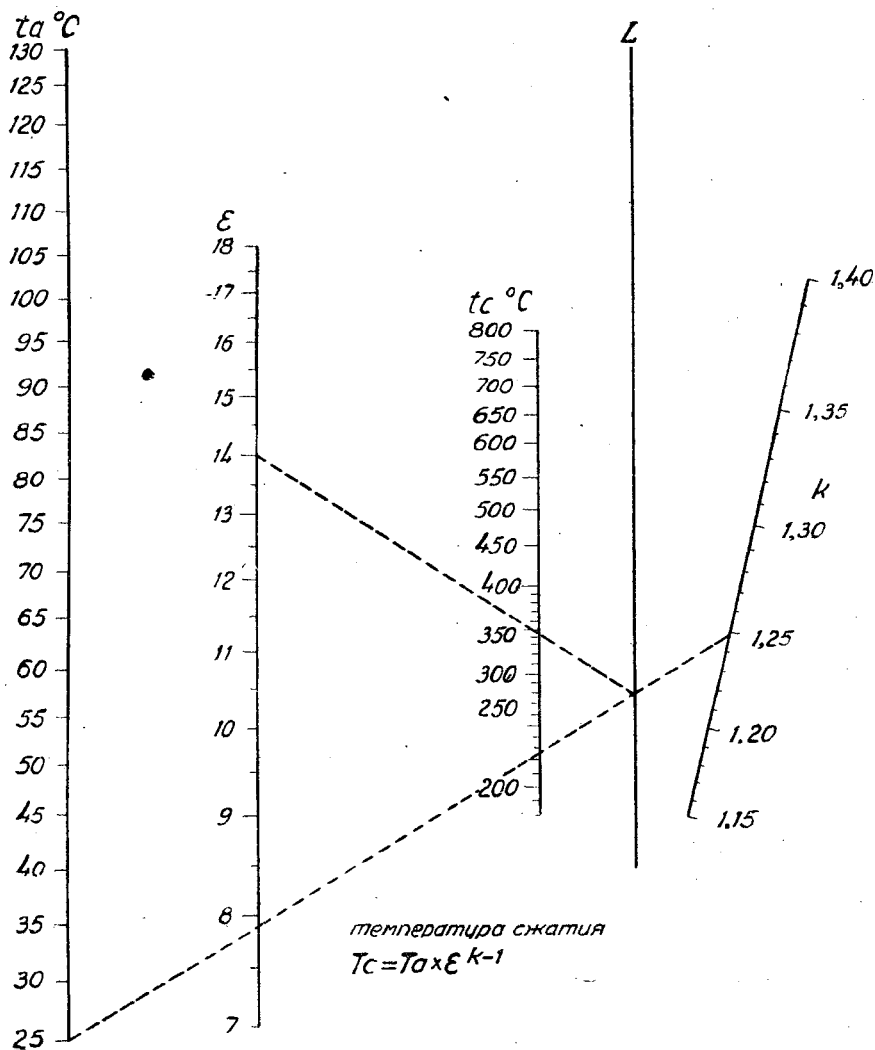
$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1},$$

где V_a —объем в начале сжатия и V_c —объем в конце сжатия; $V_a:V_c=\varepsilon$, p_a и p_c —начальные и конечные давления сжатия в атм. абс.; n_1 —показатель политропы сжатия.

Следовательно,

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad p_c : p_a = \varepsilon^{n_1}.$$

Пользуются номограммой следующим образом. Значения n_1 и ε соединяются прямой линией и точку ее пересечения с ноль шкалой L соединяют второй линией с начальным давлением p_a . Пересечение этих прямых со шкалой p_c дает искомое конечное давление сжатия.



Фиг. 5. Номограмма для приближенного определения конечной температуры сжатия.

Номограмма фиг. 5 дает возможность определения конечной температуры сжатия из уравнения

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1}.$$

Для определения конечной температуры сжатия соединяют значение принятой температуры начала сжатия с принятым показателем n_1 политропы сжатия, точку пересечения этой прямой с немой шкалой L соединяют со шкалой выбранной степени сжатия ϵ прямой, указывающей на шкале t_c температуру конца сжатия.

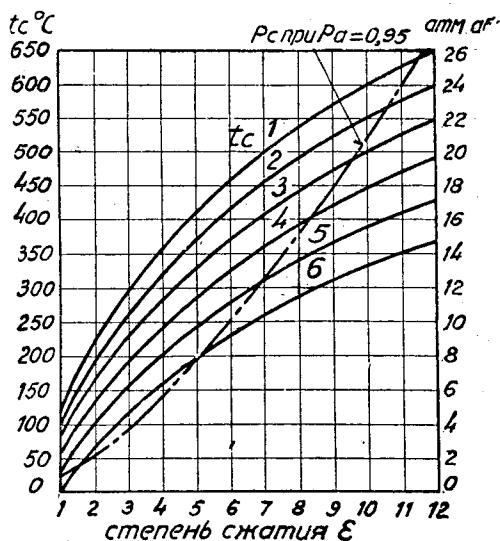
В виде примера на номограмме определена конечная температура сжатия запускаемого в холодном состоянии дизеля с $\epsilon=14$, $t_a=25^\circ \text{Ц}$ и $n_1=1,25$. Конечной температуры сжатия $t_c=350^\circ \text{Ц}$ едва хватает для воспламенения впрыснутого легкого газа (точка самовоспламенения 340°Ц).

При этом в данном случае было принято, что пуск в ход производится посредством электрического стартера (а не вручную, когда число оборотов небольшое) и поршневые кольца достаточно плотны. Но если поршневые кольца пропускают и двигатель запускается медленно от руки, тогда потери, с одной стороны, от неплотности колец (понижение p_c) и с другой—от увеличения теплообмена между сжимаемым воздухом и стенками цилиндра (понижение n_1), исключают получение высокой температуры конца сжатия достаточной для самовоспламенения даже при более благоприятных обстоятельствах, напр., летом.

Указанные неблагоприятные условия действуют тем сильнее, чем меньше рабочий объем цилиндра, и могут в холодной машине понизить показатель политропы сжатия почти до 1 (изотерма) ¹.

Поэтому все быстроходные дизеля имеют предварительный подогрев всасываемого воздуха—спиртовой или электрический.

Если подсчитать показатель n_1 по диаграмме, снятой с двигателя, при провертывании его посторонним приводом, то значения его как средние не дают правильного представления о температурах в отдельных точках камеры сгорания: она более высока в середине и ниже у стенок. При компактной камере сгорания, например, с вогнутым днищем, эта «средина» значительно больше и температура ее выше, нежели при плоской камере сгорания, и пересекающие ее капельки горючего быстрее воспламеняются. Так, напр., английские опыты с вогнутым днищем



¹ Более подробно см. «Вестник Металлопромышленности», № 11, 1929 г., ст. С. И. Вишнякова и В. В. Власова.

дали лучшие результаты, нежели опыты с плоской камерой сгорания, так как они давали меньшее замедление воспламенения, т. е. позволяли уменьшение степени сжатия.

Для двухтактного 4-цилиндрового судового дизеля в 1 000 л. с. Дюксфорд¹⁾ с противоположнодвижущимися поршнями получились следующие значения показателя:

Сжатие	Расширение
1,396	1,167
1,371	1,207
1,344	1,183
1,378	1,244

На фиг. 6 нанесены значения температуры и давление конца сжатия для различных степеней сжатия и начальных температур при $p_a = 0,95$ атм. абс. и $n_1 = 1,35$, соответственно условиям машины.

Б. Воспламенение и сгорание

Вводимое в камеру сгорания двигателя с самовоспламенением топливо воспламеняется не в момент своего соприкосновения с горячим воздухом, но требует для этого некоторого времени, происходит так называемое «замедление воспламенения», которое должно быть по возможности малым.

Если «замедление воспламенения» велико, то к моменту воспламенения в камере сгорания находится много топлива, которое слишком быстро и воспламеняется. Таким образом большая часть топлива сгорает при постоянном объеме, а при неблагоприятных обстоятельствах (напр., при слишком раннем впрыскивании)—даже при уменьшающемся объеме, причем происходит сильное увеличение давления.

Обратно, если имеется незначительное «замедление воспламенения», то тогда можно вводить топливо незадолго перед в.м.т., вследствие чего сгорание будет происходить частично при отходящем поршне, т. е. при почти постоянном давлении.

Большое замедление воспламенения в холодных машинах вызывает при пуске двигателя дизеля опасные повышения давления, которые в больших машинах стараются предотвратить предохранительными клапанами в цилиндрах, не применяемых при маленьких цилиндрах из-за их незначительной надежности (загорания). В этом случае шатунный механизм должен быть рассчитан на наивысшие возможные давления.

В быстроходных двигателях дизеля, кроме того, незначительное имеющееся в распоряжении время требует по возможности меньшего замедления воспламенения и самого быстрого совершенного сгорания.

Стремление к уменьшению грезми, идущего на замедленность воспламенения, требует более внимательного рассмотрения процессов воспламенения и сгорания в двигателях дизеля.

Долгое время господствовал взгляд (отчасти и теперь еще), что воспламенению в цилиндре должно предшествовать испарение впрыснутого топлива.

¹ Engineer ng 6/VI, 1924 г. стр. 273.

Если бы этот взгляд был правильным, то числа оборотов больше 150 оборотов в минуту были бы невозможны и, кроме того, ни один из современных двигателей дизеля не работал бы с самовоспламенением, не говоря о двигателе с запальным шаром, потому что точки воспламенения нефтяных паров частично лежат значительно выше конечных температур сжатия современных двигателей дизеля и температур запальных шаров.

Точки воспламенения всех топливных паров лежат выше точек воспламенения жидких топлив, а твердые топлива воспламеняются при еще низших температурах.

Химические реакции наступают особенно легко именно на пограничных поверхностях сред, следовательно, на жидкой или твердой поверхности жидкого или твердого топлива. До сего времени нет еще научного объяснения этого своеобразного факта, вероятно, он обоснован на сильно каталитическом действии твердых и жидких поверхностей (см. стр. 104).

Как известно, процесс воспламенения и сгорания есть окисление молекул углеводорода и начинается тем, что они отсорбируют молекулы кислорода; эти вновь образованные тела, названные «пероксидами» или «молоксидами», похожи на молекулы взрывчатых веществ, которые тоже имеют уже в себе кислород. Они так же нестойки и легко распадаются, как и те, при выделении тепла. Так как химические реакции протекают тем быстрее, чем выше температура, то этот распад обуславливает при отдаче тепла ускоренное присоединение O_2 , а в равной степени и распадение образовавшихся пероксидов. Повышение температур отдельных капелек сказывается на соседних капельках топлива и повышает их температуры до температур самовоспламенения,

Указывалось на большое, повышающее реакцию, действие температур, и в этом заключается проблема замедления воспламенения, именно, чтобы поступающие в камеру сгорания капельки топлива по возможности быстрее довести до так называемой «температуры самовоспламенения».

В этом кроется дальнейшее общераспространенное заблуждение: нет необходимости довести всю капельку сразу до нужной температуры воспламенения; вполне достаточно, если поверхность капельки имеет эту температуру.

Это отчасти объясняет те большие несогласованности, которые получаются при сравнении расчетного замедления воспламенения на основании повышения температуры всей капельки топлива и наблюдаемым замедлением воспламенения в быстроходных автомобильных дизелях в $\frac{1}{5}$ расчетной величины.

Вопрос повышения температуры капельки топлива есть вопрос перехода тепла от высокосжатого горячего воздуха к капельке.

Тепло переходит от одного вещества к другому:

1) посредством теплопроводности; при этом оба тела соприкасаются и находятся в относительном покое друг к другу. К этой форме передачи тепла относятся в настоящее время известные коэффициенты теплопроводности твердых тел (в кал/м² час °C);

2) посредством конвекции; при этом тела, обменивающиеся теплом, находятся в движении по отношению друг к другу так, что все новые частицы жидкости или молекулы газа касаются обогреваемой поверхности и таким образом отдают свое тепло. Этот переход тепла играет в технике большую роль, так как главными распространителями тепла являются газы. Переданное при этом количество тепла зависит, помимо разности температур между газом и обогреваемой поверхностью, в первую очередь от относительной скорости между обменивающимися телом, и изменение следует в степенной зависимости с показателем 0,72—0,8.

Таким образом обмененное количество тепла Q (кал.) за время Z (в часах) для поверхности f (M^2) равно:

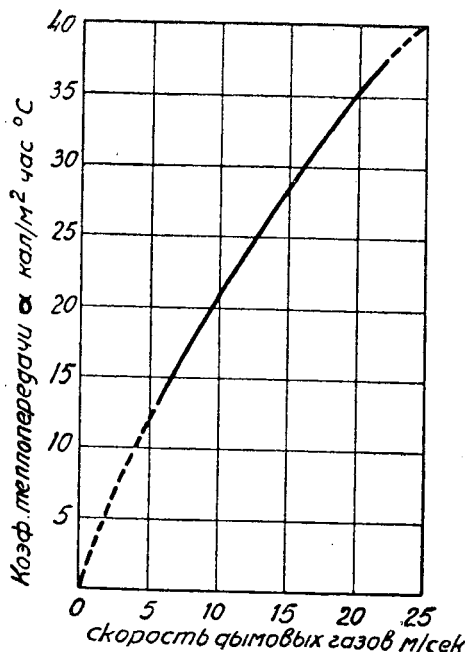
$$Q = f \cdot z \cdot \alpha (t_1 - t_2).$$

Здесь $(t_1 - t_2)$ есть разность температур обменивающихся телом, α — коэффициент теплопередачи в кал/ M^2 час $^{\circ}C$, зависящий

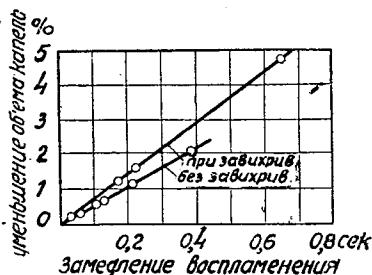
от физических свойств обменивающихся телом (теплопроводность, удельная теплота, плотность, вязкость), от взаимного движения ($w^{0,72-0,80}$) от температуры, формы и свойства плоскостей соприкосновения, т. е.

$$\alpha \propto x \cdot w^{0,75}.$$

Фиг. 7 дает значение α в виде кривой в зависимости от скорости дымовых газов по измерениям Хиллигера¹ над ло-



Фиг. 7. Коэффициент теплопередачи α от дымовых газов к воде в локомобильном котле при 12 атм. изб.



Фиг. 8. Уменьшение объема каплей в зависимости от замедления воспламенения.

комобильным котлом². Температура дымовых газов в начале дымовых труб была 910—1 000 $^{\circ}C$, в дымовой камере — 240—290 $^{\circ}C$, давление в паровом котле — 12 атм. изб.

¹ Сравнение опытных данных Хиллигера с подсчитанными Нейманом неправильно, так как в первом случае теплопередача происходит через стену, во втором — непосредственно. (Прим. ред.)

² V. D. I., 1916 г., стр. 903.

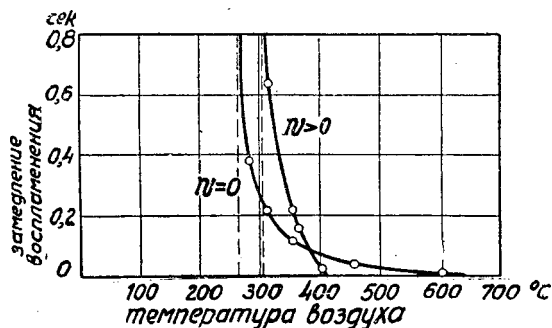
Проф. Нейман (Ганновер) предпринял измерения теплопередачи от воздуха к капелькам топлива, которые он впрыскивал в наполненную горячим воздухом бомбу¹). Основанием расчета для α служило измеренное замедление воспламенения, причем было принято, что за время, прошедшее от момента впрыскивания до наступления воспламенения, должно было перейти то количество тепла ($=129$ кал/кг топлива) от горячего воздуха впрыснутым капелькам топлива, которое необходимо для доведения капли топлива до ее температуры воспламенения.

Предварительно подсчитывалась средняя величина капелек и определялась точка воспламенения употребляемого топлива (газоль $t_s = 265^\circ \text{Ц}$).

Вентилятор, находящийся в бомбе и приводимый снаружи, позволял сильное завихривание содержимого бомбы.

Фиг. 8 показывает, что об испарении топлива перед воспламенением практически не может быть и речи. Даже в случае очень большого замедления воспламенения в 0,1 сек. объем капли уменьшился бы от испарения лишь на 0,75 %.

На фиг. 9 дана зависимость замедления воспламенения от температуры воздуха в бомбе в спокойном состоянии ($W=0$) и в состоянии вихревого движения ($W>0$). Чем выше температура сжатого воздуха в сравнении с температурой воспламенения топлива, тем меньше становятся периоды воспламенения, и именно они уменьшаются по степенному закону. Объясняется это быстрым увеличением скорости реакции с температурой. Намного труднее объясняется влияние вихревого движения на сокращение времени замедления воспламенения, вызванная вихревым движением в бомбе дополнительная относительная скорость между впрыснутыми капельками топлива и воздухом незначительна по отношению большой скорости выходящей из сопла струи топлива в 150—10 м/сек, т. е. в среднем 70 м/сек.



Фиг. 9. Зависимость замедления воспламенения от температуры воздуха без ($W=0$) и с ($W>0$) завихриванием воздуха при 8 атм. абс.

На фиг. 10 даны вычисленные проф. Нейманом из замедления воспламенения значения среднего коэффициента теплопередачи α_m , из которого усматривается быстрое возрастание α_m с возрастающей температурой воздуха, что, как уже упомянуто, связано с быстрым возрастанием скорости реакции при более высокой температуре.

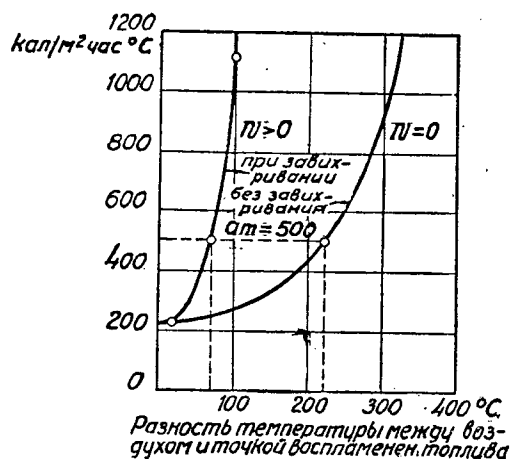
¹ V. D. I., стр. 1072, 1926 г. «Самовоспламенение жидких топлив».

Итак, количество тепла, требуемое для воспламенения, тем быстрее передается впрыснутому топливу, чем выше температура воздуха в камере сгорания над температурой воспламенения топлива, — особенно важное следствие для быстроходных автомобильных дизелей.

Огромное влияние вихревого движения видно из того, что средний коэффициент теплопередачи $\alpha_m = 500$ кал/м² час.°Ц при покойном состоянии воздуха в бомбе требует разности температур между температурой воспламенения топлива и температурой воздуха бомбы в 224° Ц, при вихревом же движении разность лишь в 70° Ц.

Сравнение фиг. 7 и 10 показывает, что вычисленные Нейманом значения для α приблизительно в 20—25 раз больше значений, измеренных Хиллигером на паровом котле.

Хотя и нужно согласиться, что некоторые различия в значениях α зависят от физического различия воды и газа, величины и свойства теплопоглощающих поверхностей, разности температур, а в опытах Неймана и от значительно большей относительной скорости между топливом и воздухом (в среднем около 75—100 м/сек), но даже если принять во внимание все эти факторы, вычисленные Нейманом по времени воспламенения, значения для α_m дают все же еще 3—4-кратное тех значений, которые можно было бы получить по опытам Хиллигера.



Фиг. 10. Средние значения коэффициента теплопередачи от воздуха к каплям топлива за время замедления воспламенения.

Неточности в измерениях или же в подсчетах исключены в обоих опытах, а следовательно, причина странного отклонения кроется в чем-то ином, и по всей вероятности в том, что профессор Нейман рассчитал не действительное поглощение тепла, а только кажущееся. Оно по двум причинам должно быть значительно меньше, нежели вычисленное по теплосодержанию капельки топлива количество тепла в 129 кал. при его температуре воспламенения, потому что:

1. Безусловно не вся капля топлива должна быть подогрета до температуры воспламенения, а лишь ее поверхность. Так как тепло проводится от краев внутрь, то происходит понижение температуры от поверхности капельки к центру и разность температуры от теплопроводности топлива. Следовательно, поверхность капельки достигает температуры воспламенения в то время, когда внутренность капельки еще далека от нее.

2. Лишь первая часть химического преобразования впрыснутого топлива эндотермична до воспламенения, вторая же часть, напротив,

экзотермична или, другими словами, лишь образование возникающих перед воспламенением пероксидов требует подвода тепла, и напротив, при распадении пероксидов освобождается тепло, вследствие чего повышается «реакция нагрева» до воспламенения; пример—горение шлаков каменного угля.

По этим двум причинам, следовательно, подвод тепла, требуемый для начала воспламенения в быстро протекающих процессах впрыскивания и воспламенения в дизеле, должен быть значительно меньше тепла, требуемого по подсчетам для подогревания до температуры воспламенения. Этим и объясняется несогласованность между значениями для α Неймана и Хиллигера.

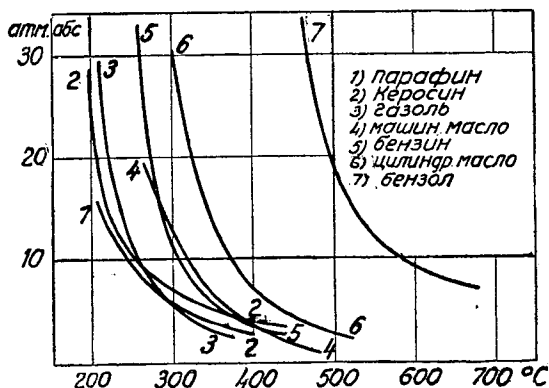
Проф. Хаукс один из первых исследовал зависимость замедления воспламенения от давления и температуры камеры сгорания, замедленной им бомбой.

При вдувании в опытную бомбу сланцевого масла сжатым воздухом приблизительно в 65 атм. требовалось всякий раз для одинакового замедления воспламенения большая температура в бомбе—на 40°С.

Хаукс эти опыты производил во время войны, когда он по поручению британского адмиралтейства работал над конструкцией опытного цилиндра для двигателя дизеля подводных лодок.

Давно оспариваемый вопрос, почему алифатические жидкие топлива легче воспламеняются в дизелях нежели ароматические, разъяснен крайне замечательной работой проф. Таусса (в Карлсруэ) и его помощником Шульте, и именно посредством вышеупомянутого накопления кислорода и образования пероксида. Это образование пероксида наступает у цепеобразных веществ углеводорода при более низкой температуре нежели у кольцеобразно связанных (нафтенов), и самых высоких температур требуют ароматики (ядра бензола) и алкоголь¹, при которых очевидно отделенный вследствие повышения давления и температуры водород приводит к воспламенению. По фиг. 11 видно, как с уменьшением давления падает точка воспламенения жидких топлив, хотя при этом замедление воспламенения и не было точно измерено.

Проф. Нейман (Ганновер), считающий замедление воспламенения определенного топлива только функцией теплопередачи, принимал,



Фиг. 11. Влияния давления на точку самовоспламенения различных топлив (по Тауссу).

¹ Подробнее см. Тиман «Топливо, сгорание и нефтяные карбюраторные двигатели». Изд. Рихард Карл Шмидт и К-о. Берлин.

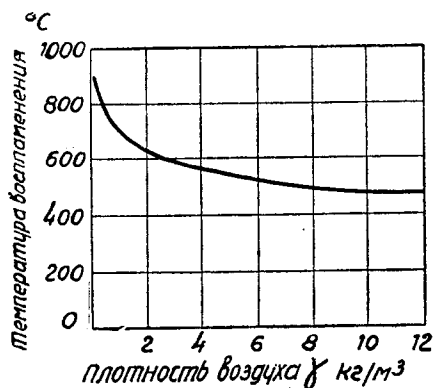
что точку воспламенения понижает не самое давление, а возрастающая с давлением плотность воздуха. Он находит, что точки воспламенения, найденные Таусс и Шульте, следуют кривой на фиг. 12, уравнение которой будет:

$$T_s = c \cdot \gamma^{-m}.$$

Здесь T_s есть температура воспламенения в ° абс., c и m —постоянные, которые колеблются для алифатических жидких топлив около средних значений $c=709$ и $m=0,16$, для ароматических же масел около $c=980$ — $1\,160$ и $m=0,193$ — $0,23$.

Теперь известно, что теплопроводность газа зависит от его плотности, и, несомненно, она играет еще большую роль при переходе тепла конвекцией.

Для доказательства высказанных им законов Нейман взял те точки воспламенения, которые Таусс нашел для нераспыленного топлива



Фиг. 12. Температура самовоспламенения в зависимости от плотности воздуха (по Нейману).

при спокойном горячем воздухе бомбы. При этом найденная потенциальная закономерность немного странна, но, с другой стороны, это общеизвестный факт, что химические реакции ускоряются не только температурой, но и повышением давления (например, гидрация угля, синтез углеводородов). Следовательно, оба влияния, как большая плотность воздуха, так и более высокое давление, действовали оба в смысле понижения точки воспламенения или уменьшения замедления воспламенения.

3. В этом же направлении оказывает влияние и излучение, влияние которого возрастает в 4-й степени абсолютной температуры и при высоких температурах намного превышает влияние конвекции.

Хотя участие излучения газа при переходе тепла в двигателях внутреннего сгорания и паровых котлах было предметом тщательных исследований многих исследователей¹, но до сего времени совсем упускали из виду его влияния на процесс сгорания, и это тем более странно, что этим объясняется тот факт, что сгорание смеси поспевает даже за наивысшими числами оборотов в 10 000.

При обычных температурах сжатия в 450—600° Ц излучение газа играет второстепенную роль по отношению передачи тепла посредством

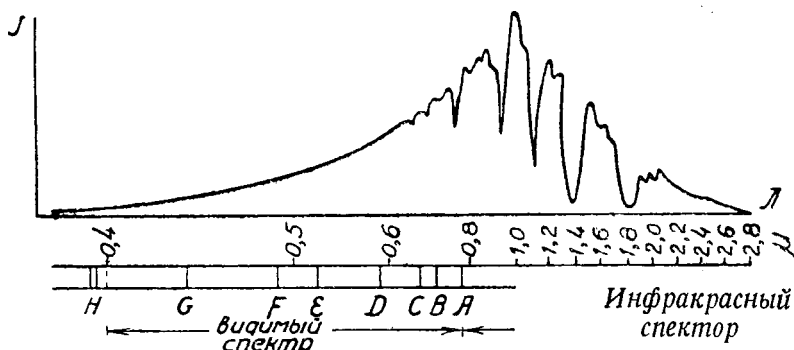
¹ Нуссельт, «Теплопередача в газовом двигателе», 1914 г. стр. 361, 414, 459. Хиллигер, Y. D. I. 1916 г., стр. 903. Диксон. «Engineering», 1922 г., стр. 281. Шак, Y. D. I., 1924 г., стр. 1017. Н. Мосс. «Heat transfer in internal combustion engine». Washington, сентябрь 1927 г.

конвекции, обуславливающей нагревание впрыснутых в камеру сгорания капелек топлива до их температуры воспламенения.

Но как только воспламенение начинается и температура в камере сгорания достигает $800\text{--}1\,000^\circ\text{C}$, передача излучением превышает и ее влияние возрастает с 4-й степенью абсолютной температуры газа, в то время как передача посредством конвекции уменьшается относительно и абсолютно, потому что относительное движение между горящими газами и капельками топлива быстро уменьшается.

Из-за громадного значения излучения тепла при процессе сгорания приводим самое важное о его сущности.

Различие между отдачей тепла посредством конвекции и посредством излучения состоит в том, что первая происходит сообщением большей степени энергии тому молекулярному слою, который непо-



Фиг. 13. Распределение энергии солнечного тепла в призматическом спектре (до $\lambda=2,8\ \mu$).

средственно прилегает к горячей (движущейся с большей скоростью) молекуле. Таким образом скорость передачи тепла зависит от свойств ближайших частиц, тогда как при лучеиспускании импульс передается в пространстве независимо от того, какие агрегаты встречаются на пути, лишь бы они не задерживали выделенную энергию. Тепловые лучи — те же световые лучи, которые имеют большую длину волны нежели видимые световые лучи и которые уже не возбуждают зрительного нерва.

На фиг. 13 показана интенсивность солнечного тепла для различных частей спектра (по измерениям Лангley с болометром до $\lambda=2,8\ \mu$); максимум излучения тепла призм каменной соли находится в инфракрасном при $\lambda=1\ \mu$.

Когда тепловые лучи падают на тело, целиком их не отражающее, то они проникают в тело. При этом часть их поглощается, а часть пропускается. Поглощаются главным образом те частицы энергии теплового излучения, с длиной волны которых данное тело само излучает при подогревании (резонанс движущихся молекул).

Поглощающие тела нагреваются через теплоизлучение, в то время как другие (диатермические) тела пропускают излучение.

Тепловое излучение есть процесс лучеиспускания и, как таковой, распространяется прямолинейно в пространстве. До тех пор, пока оно встречает вполне диатермические тела, тепловое излучение остается неизменным. Если же оно падает на непроникающее тело, то оно или преобразуется опять в тепло (поглощается) или отражается в виде излучения тепла.

Если обозначить посылаемую энергию через I , поглощаемую энергию через I_p , проходящую энергию через i , то под теплопрозрачностью или теплопроницаемостью D какого-нибудь тела следует понимать отношение проходящей энергии к посылаемой:

$$D = \frac{i}{I} \text{ или } D = \frac{100 i}{I} \text{ в процентах. }^1$$

Отношение поглощенной в теле энергии $I-i$ к посылаемой называется поглощением.

$$A = \frac{I-i}{I}.$$

Смотря по химическому составу, вещества различно поглощают тепловые лучи. Определенные элементы и группы атомов в молекуле изменяют теплопроницаемость. Сильно поглощающее действие, напр., имеют S, Br, далее группа гидроксидов и амидов. В соответствующих рядах теплопрозрачность меняется с каждым прибавлением CH_2 ; в некоторых рядах она становится больше, в других опять меньше.

Пропускаемость тел для световых лучей, их «прозрачность» не находится ни в каком отношении к проницаемости тепловых лучей к их «теплопрозрачности».

Пропускаемое количество тепла для одного и того же тела тем больше, чем ровнее его поверхность.

Лучеиспускание раскаленных тел (кал/м² час) пропорционально 4-й степени их абсолютной температуры:

$E = K \cdot T^4$ (закон Стефан—Больцмана), где K есть фактор пропорциональности, к которому позднее еще вернемся.

Максимум посылаемого излучения сдвигается с возрастающей температурой в ультрафиолетовую сторону спектра; интенсивность излучения для тех длин волн, при которых излучение сильнее всего, возрастает с 5-й степенью абсолютной температуры (закон перемещения максимума и интенсивности перемещения Виншера).

Максимум излученной энергии лежит:

ниже 525° Ц в инфракрасной области (видимых лучей нет);

при 540° Ц тело кажется раскаленным до темнокрасного каления;

при 655° Ц.—светло-красное каление, спектр доходит до линии F в зеленом;

при 795° Ц.—спектр доходит до G в синем;

при 1200° Ц за H тело имеет окраску светлого белого каления.

¹ Формула исправлена. (Прим. ред.).

По наблюдениям других исследователей развитие видимого излучения начинается уже при 390° Ц с темным туманно-серым блеском, приущим области желтого до зеленовато-желтого излучения.

Возможны два крайних случая лучеиспускаемого тела:

1. Абсолютно черное тело; оно излучает и поглощает совершенно все длины волн. С большим приближением оно осуществляется внутри зачерненным полым шаром с одинаковой везде температурой, излучение которого происходит через очень маленькое отверстие.

2. Чисто селективное излучающее тело; оно излучает и поглощает только одну длину волны.

Большинство практически встречающихся твердых поверхностей—серы, т. е. они в противоположность черному телу поглощают не все посылаемое излучение, но часть его отражают.

Для таких тел закон Кирхгофа говорит, что они для любой длины волны излучают ту дробную часть ее энергии одинакового горячего черного тела, которую они поглощают и отражают одну и ту же часть энергии по сравнению с абсолютно черным телом для данной длины волны. Поэтому все не абсолютно черные тела излучают меньше, чем черные тела, одинаковой температуры; этот факт принят во внимание как фактор пропорциональности закона, Стефан-Больцмана, который для абсолютно черных лучеиспускающих поверхностей равен 4,96 кал./м² час, но, смотря по степени отступления от свойств черного тела. К берется меньше (напр. для железа 4,1 кал./м² час).

Некоторые поверхности поглощают больше энергии определенной длины волны, другие меньше; они обнаруживают селективное поглощение (не серые тела). Если же поглощение селективное то по закону Кирхгофа таким же должно быть и их излучение, т. е. излучение не серых тел селективное.

Тиндалл исследовал поглощение целого ряда жидкостей, которые он заключал в ячейку из каменной соли. При источнике тепла в виде красно-раскаленной спирали поглощение выражалось:

Ж и д к о с т и	Поглощение в проц. при толщине слоя в мм				
	0,5	1,03	1,78	3,56	6,86
Сероуглерод	5,5	8,4	12,5	15,2	17,3
Бензол	43,4	55,7	62,5	71,5	74,6
Алкоголь	67,3	78,6	83,6	84,3	89
Вода	80,7	86,1	88,8	91	91

Излучение пламени водорода пропускается водой в значительно меньшей мере, хотя оно и имеет более высокую температуру.

Если один раз источником тепла взять только одно пламя водорода, а другой раз в то же пламя внести платиновую спираль, то в одних и тех же жидкостях имеем следующие величины поглощения.

Жидкости	Поглощение в проц. при толщине слоя в мм			
	1,03 мм		1,8 мм	
	H_2 одно пламя %	H_2 пламя и платин. спи- раль %	H_2 одно пламя %	H_2 пламя и платин. спи- раль %
Сероуглерод	22,3	12,8	29,6	24
Бензол	75,9	67,4	82	71
Алкоголь	90,6	85,3	94,2	87,7
Вода	96,8	92,5	98	93,6

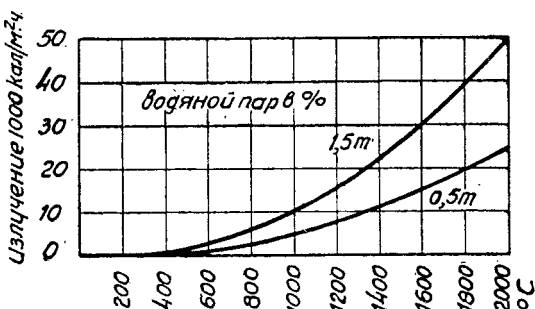
Газы и пары имеют совсем другой хаарктер лучеиспускания и поглощения, нежели твердые и жидкие тела. Из всего посылаемого излучения пары и газы поглощают определенную узкую область, характерную для данного вещества. Хотя у большинства газов эта область, в которой они посылают и поглощают излучение, узка, но все же участие этого собственного излучения газов в передаче тепла при высоких температурах может намного превышать отдачу тепла газом посредством конвекции.

Распределение тепла по спектру некоторых пламеней дает нижеприведенная таблица; например, пламя Бунзена дает максимум лучеиспускания водяного пара и кислорода. Итак, всякий продукт сгорания дает определенный максимум энергетической кривой, так что длина волны, соответствующая этому максимуму, характерна для данного тела.

И з л у ч а ю щ и е т е л а	Длины волны λ	
Водяной пар	2,24 — 3,3	4,8 — 8,5
Пламя гремучего газа	5,32	—
CO	2,85	—
CO ₂	2,74—4,8	14,1
Азот	4,7—6	—
Пламя Бунзена 1470°Ц	5,38 и 6,62	—
„ „ 1000°Ц	5,4 и 6,6	—
„ „ 600°Ц	5,6 и 6,56	—

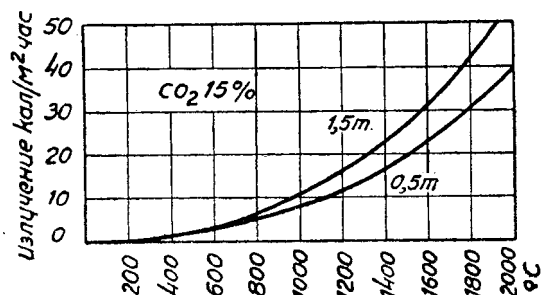
В противоположность твердым телам, у которых лучеиспускание и поглощение происходят на поверхности, у газов лучеиспускание и поглощение зависят от толщины излучающего или поглощающего слоя газового тела.

На фиг. 14 и 15 показано, по измерениям Шак, как излучение некоторого газа возрастает с температурой и толщиной слоя или, что одно и то же, с температурой и увеличением массы газа в излучающем веществе. Замечательно то, что с повышением температуры степень повышения тем выше, чем больше толщина слоя газа. Для двигателей внутреннего сгорания и особенно дизелей это в том отношении имеет большое значение, что высокая плотность газа в 12—15 кг/м³ урановешивает незначительную толщину слоев камеры сгорания, равную приблизительно половине диаметра цилиндра.



Фиг. 14. Излучение воздуха с 6% содержанием водяного пара.

Измерения Шак, произведенные в железных трубах, омываемых внутри пламенем колошникового газа, не применимы для разбираемых



Фиг. 15. Излучение воздуха с 15% содержанием CO₂. Здесь отношений испарения капелек топлива и требуют еще пространных добавлений, особенно в отношении поглощения различными топливами излучения.

Интересен результат примерного расчета с величинами Шак. Для перехода тепла только посредством излучения в количестве приблизительно 60 000 кал/м² час необходимо время в $\frac{1}{50}$ сек. для того, чтобы капельке газа диаметром в $\frac{1}{100}$ мм подвести необходимое для полного испарения количество тепла, приблизительно 130 кал./кг.

К этому еще прибавляется передача тепла посредством конвекции, которая из-за больших разностей температур между топливом и газами приблизительно достигает тех же высоких значений.

Моментальным¹ подогреванием далеко за пределы критической температуры частицы топлива переходят в парообразное состояние,

¹ Приводимые ниже рассуждения автора противоречат высказываемым им же соображениям в других местах (см. стр. 16, 107, 16).

Очевидно автор не имеет твердой точки зрения по этому вопросу. По современным воззрениям топливо сгорает в жидком виде. Возможно автор имеет в виду предкамерный процесс, где встречаются противоположные точки зрения. (Прим. ред.).

в котором они имеют приблизительно ту же плотность, как и газы, в которых они находятся. В этом состоянии они свободно могут следовать вихревому движению в камере сгорания, по которой они «разносятся» газами; кроме того, они более доступны взаимодействию молекул кислорода, более свободно диффундирующему. Этим становится уже более ясным то обстоятельство, что в двигателях с внутренним смесеобразованием сгорание совершенно заканчивается даже при $n = 2\ 400$, причем нужно заметить, что количество молекул углеводорода в капельке топлива диаметром в $1/100$ мм относится к порядку биллиона. Каждая из этих молекул углеводорода должна встретиться с соответствующим количеством молекул кислорода для того, чтобы по прохождении длинного ряда ступеней реакции дать конечные продукты сгорания $\text{CO}_2 - \text{H}_2\text{O}$. Трудно себе представить, что этот распад возможен был бы в то короткое время, если бы каждая капелька топлива сгорала только в жидком состоянии, т. е. как маленькая свеча.

Протекание воспламенения первой попадающей в камеру сгорания дизеля капельки топлива, вероятно, происходит следующим образом.

Выходящая из сопла капелька воспринимает тепло сильно сжатого горячего воздуха посредством конвекции, которое от поверхности быстро проводится к центру капельки. Этот нежелательный отвод тепла с возрастанием температуры поверхности капельки достигает относительно меньшим, и вскоре поверхность капельки достигает той температуры, при которой образовавшиеся между тем пероксиды распадаются при сильной отдаче тепла, и этим воспламеняют капельку. Воспламенение распространяется теперь на незначительные следы испаренных легко воспламеняющихся компонентов, а равно и на близлежащие капельки топлива. Но так как температура в камере сгорания равна $1\ 400 - 2\ 000^\circ\text{C}$, а температура горячей поверхности капелек по крайней мере $2\ 000^\circ\text{C}$ и даже больше, то теперь преобладает излучение газа, нагревающее капельки в чрезвычайно короткое время далеко за пределы их критической температуры, так что они переходят в парообразное состояние. Это связано с увеличением объема капелек, но этому противодействует давление, так что диаметр капельки увеличивается не больше 2,5—3-кратного диаметра жидкой капельки. Но все же изменение агрегатной формы имеет большое значение для дальнейшего хода сгорания и благоприятствует ему в том отношении, что теперь капельки легко деформируются движением воздуха в цилиндре, т. е. расстилаются пленой, из-за чего поверхность их сильно увеличивается и облегчает кислороду диффузию через горящую оболочку газа.

Чем меньше капелька, тем быстрее нагревается ее поверхность до температуры воспламенения, тем быстрее она достигает критической точки, тем быстрее и совершеннее она сгорает.

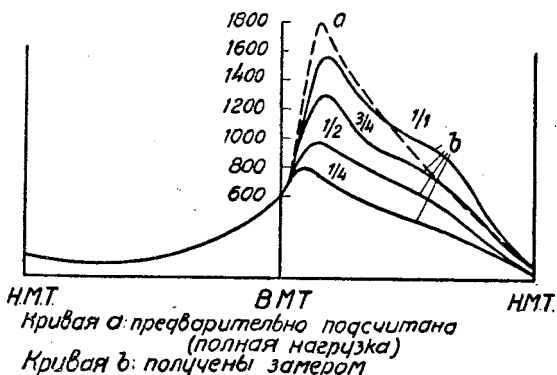
Испарение не должно обязательно предшествовать сгоранию капельки топлива; испарение есть сопутствующее явление сгоранию, но во всяком случае не предпосылка для такового.

Неполнота сгорания имеет несколько причин.

1) Слишком большие капельки топлива вследствие недостаточного, т. е. слишком грубого распыливания; преждевременное впрыскивание под недостаточным давлением из-за неплотности в форсуночной игле или же последующее подтекание из-за плохой отсечки впрыскивания.

2) Плохое внутреннее смесеобразование, т. е. недостаточный подвод кислорода к горящим каплям топлива.

3) Слишком сильное охлаждение горящих капелек, особенно тогда, когда они попадают в более холодные слои воздуха у охлаждаемых стенок камеры сгорания, объем которых можно оценить приблизительно в 10% объема камеры сгорания или цилиндра. Вследствие завихривания воздуха как раз этот пограничный слой и отнимает много тепла конвекцией; капельки топлива сгорают в нем при более низкой температуре, а следовательно, много медленнее, нежели в остальной камере сгорания.



Фиг. 16. Кривые температур двухтактного двигателя Бр. Зульцер в зависимости от нагрузки (а — средней шкале даны °C).

Капельки топлива попадают в этот опасный пограничный слой, если:

- а) форма струй топлива не приспособлена к камере сгорания;
- б) происходит несоответствующее вихреобразование;
- в) получается коксообразование на форсунке вследствие коксования подтекающих капелек топлива. Этим изменяется направление струи топлива.

Следствия неполного сгорания следующие:

- а) наличие несгоревшего топлива в отработанных газах;
 - б) дымящий и зловонный выхлоп;
 - в) загрязнение цилиндра продуктами неполного сгорания.
- Здесь имеем бросающееся в глаза различие между неполным сгоранием легких и тяжелых топлив, независимо от того, касается ли это карбюраторных двигателей с электрическим запалом или двигателей тяжелого топлива.

Так, например, зловонный выхлоп трактора «Фордзон» при работе на керосине исчезает при работе на бензине. Плохое сгорание здесь можно объяснить грубым распыливанием вязкого керосина и конденсацией грубого топливного тумана на нижней охлаждаемой части цилиндра.

Выхлоп нового двигателя с запальной головкой «Бульдог» завода Ланц зловонен (более или менее) при работе на газоле, но при переключении на легкое топливо работает бездымно и практически без запаха, независимо от теплового состояния двигателя.

Для достижения хороших тяговых свойств всякий бензиновый двигатель (исключая авиационный двигатель) регулируется по крайней мере на 10% (часто даже на 20%) избытка топлива, выхлоп же, несмотря на наличие некоторого количества несгорающего топлива, не зловонен; в дизелях плохое сгорание (несмотря на 30—75% избытка воздуха) сейчас же заметно по неприятному острому запаху выхлопа.

Это тем более странно, что керосин и газоль являются соответственно того же парафинового ряда, к которому принадлежит и бензин.

Точный химический анализ отработанных газов показал, что продукты неполного сгорания легких топлив предпочтительно содержат СО (без запаха), H_2 (без запаха) и немного СН (также без запаха), выхлоп тяжелых топлив почти что не содержит СО, зато преимущественно углеводороды¹. К сожалению, ничего не говорится о структуре этих углеводородов, но с большой уверенностью можно предсказать, что это будут в высшей степени ненасыщенные соединения, образующиеся полимеризацией богатых углеродом промежуточных соединений.

Сильно ненасыщенные углеводороды своим запахом дают знать о химически плохо очищенной бензине. Их присутствие же в выхлопных газах дизеля легко объясняется более близким рассмотрением процесса сгорания.

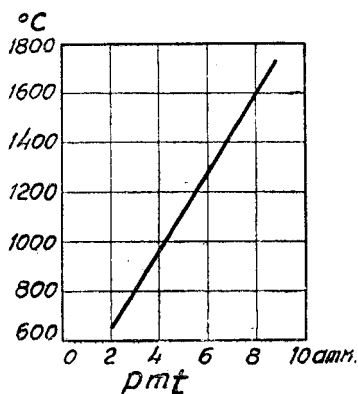
Как известно, все углероды более или менее чувствительны к повышению давления и температуры. Цепеобразные (основные) угле-

водороды расщепляются при этом в более короткие цепи молекул; при высоком давлении место распада лежит ближе к середине цепи, при высокой же температуре и малом давлении — ближе к концу цепи и часто даже между конечным атомом С и двумя висящими на нем водородными атомами

В бензиновых моторах мы имеем только короткие молекулярные цепи, приблизительно средней величины до восьми атомов углерода высок ие температуры сгорания (2 200—2 500° Ц), но умеренные давления (20—30 атм.).

Продуктами расщепления преимущественно будут свободный водород и умеренно ненасыщенные соединения, кото-

рые при высокой температуре и вследствие предшествовавшего гомогенизирующего внешнего смесеобразования быстро сгорают до самого бедного энергией соединения CO_2 , проходящего в процессе сгорания все ступени реакции до СО, при котором вследствие недостатка кислорода останавливается преобразование топлива.



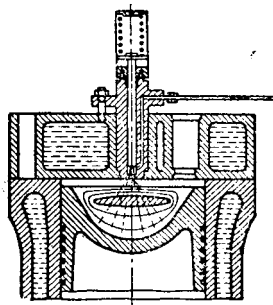
Фиг. 17. Температура сгорания в зависимости от нагрузки по (Эйхельбергу).

¹ Буршталл. «Engineering» 28/IX 1928 г.

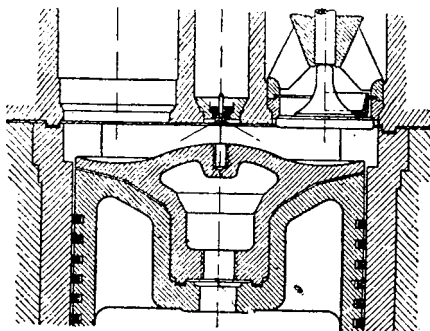
В дизеле это обстоит иначе: расщепление длинных молекулярных цепей газаля из-за более высокого давления в 35—60 атм. происходит ближе к середине и в результате дает много более ненасыщенных соединений, которые должны сгореть при обстоятельствах, затрудняющих быстрое и полное сгорание, более незначительной температуре (1 400—1 800°С) и при смесеобразовании (внутреннем), происходящем только в камере сгорания. При этом легко может быть, что молекулы топлива не смогут найти требуемого кислорода, так как они заключены в образовавшиеся уже продукты сгорания, или что они попадают в более холодные слои воздуха, в которых реакция останавливается прежде, чем достичь той самой бедной энергией ступени преобразования, которую возможно было бы достичь при наличии имеющегося кислорода.

Несгоревшие в большей мере ненасыщенные углеводороды уплотняются тотчас же при соприкосновении с имеющими запах продуктами сгорания, в то время как из-за имеющегося большого избытка воздуха СО будет образовываться меньше.

Слишком низкие температуры в камере сгорания являются чаще всего причиной того, что с уменьшающейся нагрузкой сгорание в дизелях становится не лучше, а хуже (догорание), хотя по высокому избытку воздуха нужно было бы ожидать обратного. На фиг. 16 и 17



Фиг. 18. Горячий сердечник в вогнутом днище поршня.



Фиг. 19. Грибовидный насадок на днище поршня двигателя дизель Круппа со струйным распыливанием. Впускной клапан зашплинтован, что вызывает вращательное движение воздуха в камере сгорания.

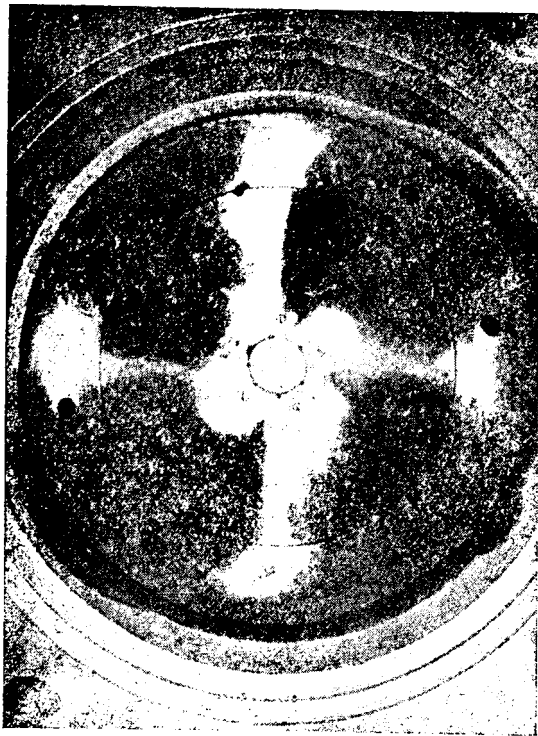
дана зависимость наивысших температур от нагрузки; так как при предкамерном распыливании температура в предкамере одинаково высока при всех нагрузках, то от предкамерного распыливания можно было бы ожидать, даже при частичной нагрузке, одинаково хорошего сгорания.

Осуществление самых лучших условий хорошего сгорания автор видит в следующих трех видах двигателей внутреннего сгорания:

1. Предкамерные двигатели.
2. Двигатели со струйным распыливанием Круппа и вогнутым днищем поршня.

3. Дизеля с воздушным аккумулятором Акро-Бош Штутгарт.

а) При предкамерном способе впрыскиваемое топливо подвергается во время инъекции из предкамеры действию горячих (до $2\ 000^{\circ}\text{C}$) продуктов сгорания предкамеры при сильнейшем возвратном движении между обеими средами; передача тепла каплям топлива достигает при этом посредством излучения и конвекции почти самого наивысшего значения. Повидимому, из-за этого даже крупные капельки достигают уже



Фиг. 20. Цинковые отложения на днище поршня двигателя Круппа.

в предкамере критической температуры, а также при распыливании их предкамерой они хорошо завихриваются и хорошо распределяются по всей камере сгорания.

Исходя из этого, автор объясняет тот характерный факт, что предкамерный способ достигает одинаково хорошего сгорания со значительно меньшим давлением впрыскивания и, следовательно, грубым распылением, как и чистое струйное распыливание со своими высокими давлениями впрыскивания и более мелким распылом.

б) В двигателе со струйным распыливанием Круппа высокая температура в камере сгорания достигается изолированным грибовидным насадком (500°C) на днище поршня,

обеспечивающим высокую температуру воздуха в камере сгорания, и капельки топлива должны пройти через этот горячий воздух. Таким образом здесь достигается преимущество полого поршня, горячего воздушного сердечника даже в плоской камере сгорания и притом в усиленной степени (фиг. 19).

Так как расстояние от сопла форсунки до грибовидного насадка велико, то капельки топлива (в нагретой, работающей машине) воспламеняются в горячем воздухе и попадают горящими на грибовидный насадок, на котором они раздробляются¹; доказательством этого пред-

¹) Предположение, что капельки топлива раздробляются о грибовидный насадок, не верно; они сгорают раньше.

(Примеч. ред.).

положения служат цинковые выделения, отлагаемые попадающими на насадок струйкам топлива (загрязнения из бочек) (фиг. 20).

Интересно отметить, что подобная конструкция не оправдала себя в упомянутых английских опытах Хаукса.

Хаукс установил на алюминиевом поршне опытного цилиндра $370 \text{ } \varnothing \times 380$, нормальной $N_e = 100$ л. с. при $n = 380$, 5 изолированных стальных пластинок, каждая в $64 \text{ } \varnothing \times 10$ толщ, именно на тех местах, на которые попадали 5 струй пятиочковой форсунки (распыление сжатым воздухом).

При этом p_c повысилось на 1,75 атм.

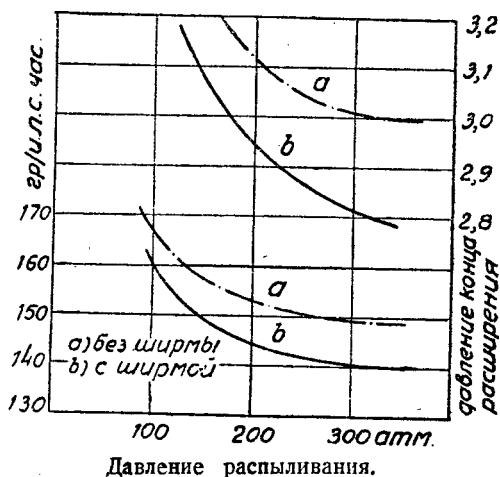
Станным образом расход топлива увеличился на 10% для того же p_c .

Ясно было видно, что пластинки приняли высокую температуру, но они не показали коксообразования; в тех местах, куда попадали струи топлива, были ясные явления коррозии, хотя они не выгорали. Хаукс приписывает неудовлетворительные результаты медленному сгоранию (почему?), ясно выраженному в индикаторной диаграмме при высоких температурах отходящих газов.

В двигателе Круппа завихривание воздуха, камера сгорания и распределение в ней топлива хорошо согласованы друг с другом. Заширмленный впускной клапан сообщает всасываемому воздуху вращательное движение, сохраняющееся вплоть до конца хода сжатия (см. Юнкерс, МАН, Дорнер, Гессельман, А. Е. Г.). Четыре выходящие из форсунки струи топлива не попадают на охлажденные стенки, а на грибовидный насадок и так рассеиваются вращающимся воздухом, что не перекрывают друг друга.

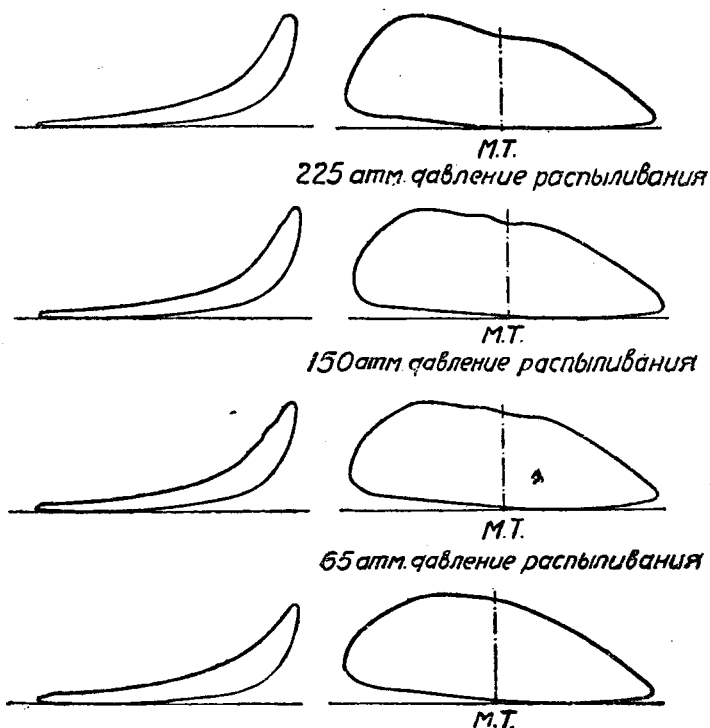
Интересны диаграммы двигателя Крупп-Дизель, опубликованные Гинтцом¹. Согласно фиг. 21 увеличение давления впрыскивания дает меньшее замедление воспламенения, более быстрое и совершенное сгорание и приближение к сгоранию при постоянном давлении. При этом несомненно благоприятное влияние оказало также планомерное завихривание воздуха.

На фиг. 22 даны диаграммы пуска в ход и рабчие. Большое замедление воспламенения в холодной машине вызывает высокие давле-

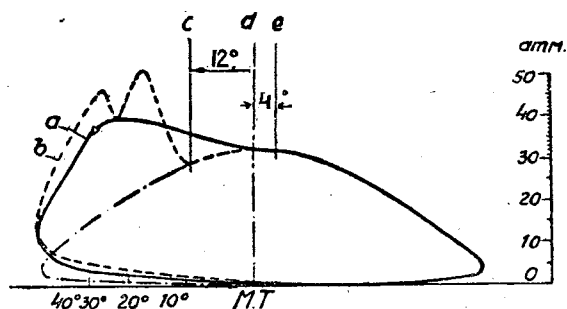


Фиг. 21. Кривые расходы топлива в дизеле Круппа.

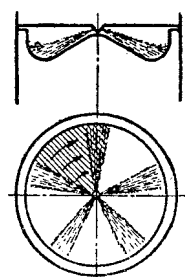
¹ V. D. I. 1925 г., стр. 634; Ромберг, V. D. I. 1926 г., стр. 1597.



Фиг. 22. Смещенные диаграммы дизеля Круппа.



Фиг. 23. Замедление воспламенения в рабочем цилиндре бескомпрессорного дизеля Круппа. *a*—диаграмма полной нагрузки в состоянии установившегося режима работы машины, *b*—диаграмма пуска холодного двигателя, *e*—начало вырскивания, *d*—начало воспламенения для диаграммы *a*, *c*—начало воспламенения для диаграммы *b*.



Фиг. 24. Схема камеры сгорания Гессельмана.

ния вспышки, которые в работающей машине и при полной нагрузке превышают p_c только на 8 атм. $\sim 25\%$.

В двигателе Круппа более позднего выпуска давление сжатия p_c увеличено до 34 атм., что несомненно оказало влияние на сокращение замедления воспламенения. Давление сгорания p_g в этих двигателях достигает $\sim 39-40$ атм.

в) Дизель с воздушным аккумулятором Акц. о-ва Роберт Бош, Штутгарт (см. стр. 177) работает следующим образом.

В этом двигателе весь воздух (по возможности) перегоняется во время хода сжатия из цилиндра в камеру, вмещающую весь объем камеры сгорания и соединенную с пространством цилиндра воздушной горловиной. В эту горловину к концу хода сжатия впрыскивается топливо при относительно небольшом давлении. Хотя топливо впрыскивается в горловину не против направления течения, а в направлении потока воздуха, замедление воспламенения чрезвычайно мало, так что воспламенение очевидно происходит еще в горловине, вероятно, при содействии очень горячих стенок ее.

Дальнейшее сгорание очевидно завершается в горловине (по крайней мере в период впрыскивания), так как из-за отходящего поршня маленький остаточный объем камеры сгорания в цилиндре, по существу зазор, являющийся практически необходимым (между поршнем и крышкой цилиндра), быстро увеличивается и вызывает сильный обратный поток воздуха из аккумулятора воздуха в пространство цилиндра. Возникающее из-за этого вихревое движение вызывает очевидно хорошее внутреннее смесеобразование, следовательно, быстрое и довольно совершенное сгорание.

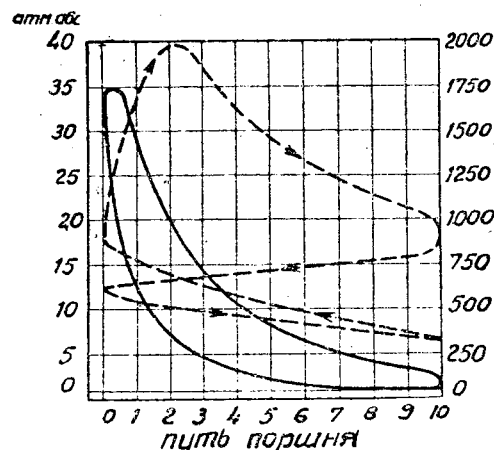
III. ПРОЦЕССЫ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

В развитии двигателя дизеля одной из серьезных проблем является повышение среднего индикаторного давления внутри тех границ, которые проведены возможно полным сгоранием и низкими температурами отходящих газов, при достаточном охлаждении выпускного клапана, а также стенок цилиндра и поршня и надежной смазке обоих последних. Специальные стали и охлаждение выпускных клапанов

допускают более высокие температуры отходящих газов, но надежная смазка при высоких температурах отходящих газов все же достаточно затруднительна.

При заданном среднем индикаторном давлении можно понизить температуру отходящих газов:

а) Большим избытком воздуха; это обозначает или малое использование объема цилиндра, следовательно, большой и дорогой двигатель, или применение наддува рабочего цилиндра предварительно сжатым воздухом; применением турбины, работающей на отходящих газах, этот способ дает большому двигателю известные возможности, но усложняет силовую установку.

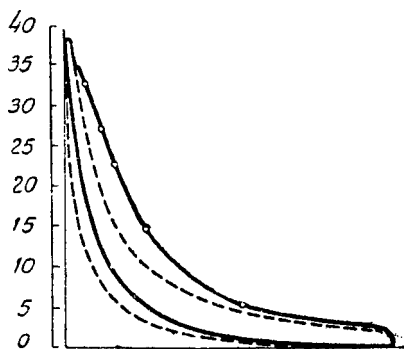


Фиг. 25. Изменение давлений и температур в компрессорном двигателе дизеля. (На ординате справа абсолютные температуры). Находясь на отходящих газах, этот способ дает большому двигателю известные возможности, но усложняет силовую установку.

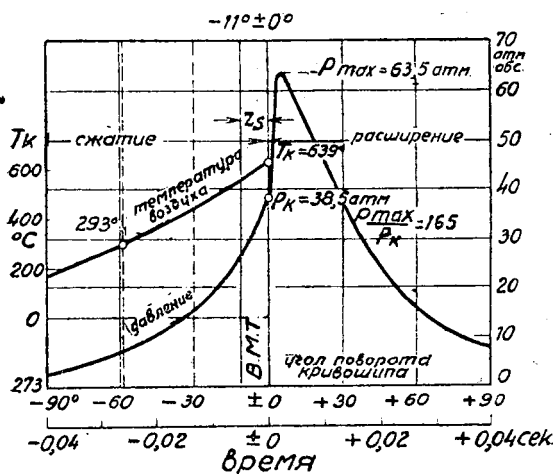
б) Сокращением степени предварительного расширения, чем повышается степень последующего расширения продуктов сгорания и тем понижается их конечная температура. В этом отношении, конечно, лучшим будет цикл со сгоранием при постоянном объеме, но при работе по этому циклу сильно возрастают конечные давления сгорания, а отсюда беспокойный ход двигателя. Поэтому такой процесс сгорания, как дающий лучшие термический и экономический коэффициенты полезного действия, применяют только тогда, когда хотят получить наибольшую экономичность, напр., при парадных испытаниях, когда

специальной установкой распределительного механизма часть процесса ведут при $v = \text{const}$. По окончании же парадных испытаний регулируют подачу топлива в цилиндр так, чтобы получить диаграмму со сгоранием при постоянном давлении.

В этом случае наивысшее давление сгорания только на 3—5 атм. выше, чем конечное давление сжатия. В бескомпрессорных двигателях дизеля, т. е. в двигателях с механическим распыливанием топлива, такой формы диаграммы достичь вообще нельзя, приходится мириться с повышением давления на 10 атм. и выше. Эту форму диаграммы называют сгоранием по «смешанному циклу» и обозначают ее, как удачный compro-



Фиг. 26. Диаграмма английского полудизеля. Диаграмма сплошными линиями снята с двигателя выпуска 1919 г. показывает сильное догорание; пунктирная диаграмма относится к тому же типу 1924 г.



Фиг. 27. Протекание воспламенения в двигателе Юнкерса с противоположнодвижущимися поршнями. (По проф. Нейману).

двигателях с «внутренним» смесеобразованием, как об этом подробно было указано в предыдущем отделе.

Однако высокие давления сгорания не дают больших преимуществ. Они ведут к удорожанию конструкции двигателя и производства его, а более высокая цена двигателя создает затруднения в первую очередь при его продаже.

мисс между идеальным теоретическим процессом сгорания, сгоранием при постоянном объеме, и практическим идеалом—сгоранием при постоянном давлении.

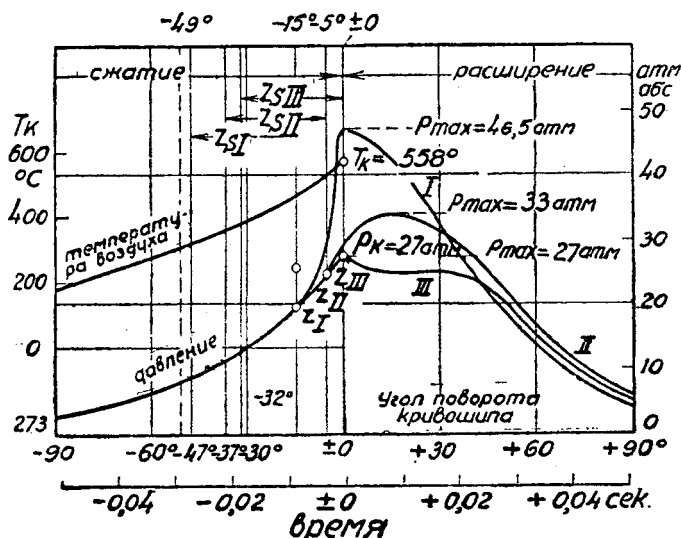
Впрочем, в двигателях внутреннего сгорания точно осуществить процесс сгорания при постоянном объеме и не удастся, и осуществляется он только приблизительно как в карбюраторных двигателях с электрическим зажиганием, так тем более в дви-

Действительно, будет ли двигатель на 5—8% больше или меньше расходовать топлива, это едва ли особенно почувствует его владелец, особенно при судовом двигателе малой или средней мощности, напр., до нескольких сот л. с., так как это мало повысит общую стоимость эксплуатации. Но он очень заметит разницу в 10—30 марок и более на лошадиную силу, так как в этом случае должен будет сразу изъять значительно большую сумму из своего оборотного капитала.

Двигатель внутреннего сгорания будет тем легче, а следовательно, тем дешевле и поэтому пригоднее для различных транспортных целей:

чем меньше наивысшее давление сгорания p_s
 „ больше среднее эффективное давление p_e
 „ „ число оборотов n
 „ „ приходящихся на один оборот рабочих
 ходов цилиндра a

(4-тактный, 2-тактный, 4 или 2-тактный двойного действия).



Фиг. 28. Протекание воспламенения в зависимости от момента впрыскивания в двигателе Дейтца со струйным распыливанием 280/450. (По проф. Нейману).

Теоретически достижимое среднее эффективное давление уменьшается:

1. Коэффициентом подачи цилиндра на . . . 12 — 16%¹
2. Необходимым для хорошего сгорания избытком воздуха на 20 — 40%
3. Потерями тепла от излучения и конвекции во время сгорания и догорания на . . . 20 — 25%
4. Потерями на трение в передаточном механизме на 15 — 20%

¹ Указанные проценты нельзя складывать, так как они отнесены к различным абсолютным значениям различных элементов.

(Прим. ред.).

Из перечисленных пунктов потерь пункты 3 и 4 едва ли можно уменьшить хотя бы на несколько процентов, напротив, 1 и 2 предоставляют конструктору значительные возможности, а именно путем наддува и хорошо обдуманым внутренним смесеобразованием.

Возвращаясь к вопросу сгорания при постоянном объеме¹, необходимо отметить, что сильные повышения давления создают удары в шатунном механизме и беспокойный ход двигателя, а это чрезвычайно нежелательное свойство двигателя, так как оно требует не только усиленного шатунного механизма, что обуславливает тяжелый и дорогой двигатель, но также и тяжелого фундамента, а в судовых машинах может дать повод к совершенно неприемлемым вибрациям корпуса судна. По сравнению с указанными недостатками меньший на один или два процента расход топлива едва ли имеет значение, разве только при парадных опытах.

Воззрение, по которому процесс сгорания при постоянном давлении считается «как устаревший идеальный процесс» и рекомендуется по возможности стремиться к сгоранию при постоянном объеме, является, особенно в отношении быстроходных транспортных дизелей, заблуждением.

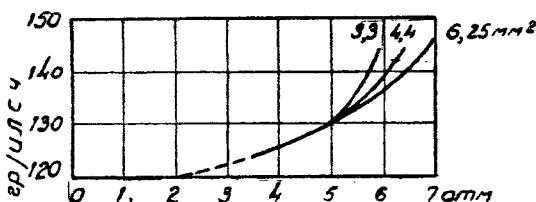
В действительности каждый конструктор будет удовлетворен, если он сможет показать, так сказать, «закругленную» диаграмму двигателя.

Сильно нагруженные подшипники являются большой конструктивной и технологической задачей вследствие упругих деформаций при работе. Так, при авиационных звездообразных двигателях верхний рабочий предел числа оборотов определяется не столько температурой цилиндра, имеющего воздушное охлаждение, сколько температурой подшипников главного шатуна.

Термическое превосходство приближенного сгорания при постоянном объеме выясняется из следующего.

Так как значительная часть топлива сгорает при приблизительно постоянном объеме, то возникают высокие давления и, как их следствие, высокие температуры.

Вследствие же высоких температур сгорание при постоянном объеме продолжается более короткое время, и лишь незначительная часть топлива будет попадать в более холодные «предельные слои» сгорания в противоположность сгоранию при постоянном давлении.



Фиг. 29. Расход топлива при различных сечениях сопла в зависимости от p_i (По измерениям д-ра Эйхельберга с двигателем Зульцера со струйным распыливанием).

¹ Здесь речь идет о сгорании при постоянном объеме при давлении сжатия, соответствующем температуре самовоспламенения. (Прим. ред.).

Но теплоотдача стенкам камеры сгорания будет больше вследствие сильно возрастающего с температурой теплоизлучения. Так как при рано оканчивающемся сгорании возрастает степень последующего расширения, то понижается температура отходящих газов и конечное давление расширения, выпускной клапан, несмотря на большое теплоизлучение, лучше сохраняется, сгорание полнее, цилиндр менее загрязняется, и все эти преимущества соединяются вместе с уменьшением расхода топлива, следовательно, с улучшением экономического коэффициента полезного действия.

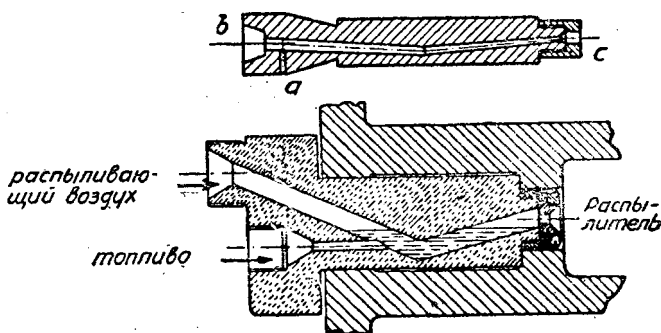
Впрочем, двигатели дизеля в эксплуатации контролируются более по температурам отходящих газов, чем индицированием.

Чтобы получить индикаторную диаграмму с плавным протеканием линии сгорания, скорость сгорания первоначально должна быть малой, но затем быстро возрастать с увеличением пространства сгорания при отходящем поршне. Проблема практически сводится к тому, чтобы уменьшать скорость сгорания во время первой части периода вдувания, или впрыскивания топлива, чтобы препятствовать большим возрастаниям давления, и ускорять сгорание во время последней части, чтобы препятствовать догоранию.

Это ведет к разбору средств регулирования процесса сгорания и именно сначала компрессорных двигателей дизеля.

Воздушное распыливание

Форсунка имеет две задачи: во-первых, она должна ввести топливо в цилиндр в точно определенный момент процесса и, во-вторых, так



Фиг. 30. Открытая форсунка Липценмайера.

должна распылить топливо и распределить его по пространству сгорания, чтобы оно возможно полностью сгорело в сильно сжатом воздухе с желаемой скоростью. Регулирование момента вдувания легко осуществляется механическими средствами, зато много труднее осуществить хорошее распыливание и распределение топлива и управление процессом сгорания.

Распыленное топливо не должно приходить в соприкосновение с охлаждаемыми стенками камеры сгорания, но, напротив, хорошо

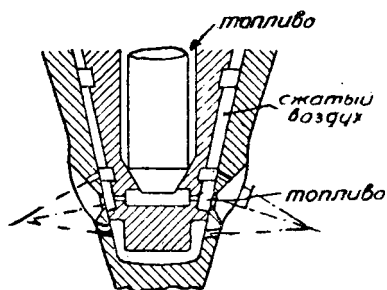
перемешиваться со всем рабочим воздухом, а сгорание должно протекать при достаточно высокой температуре.

Чем тоньше распыливание, тем лучше и полнее «внутреннее смешение», тем выше температура сгорания и тем меньшего времени оно требует.

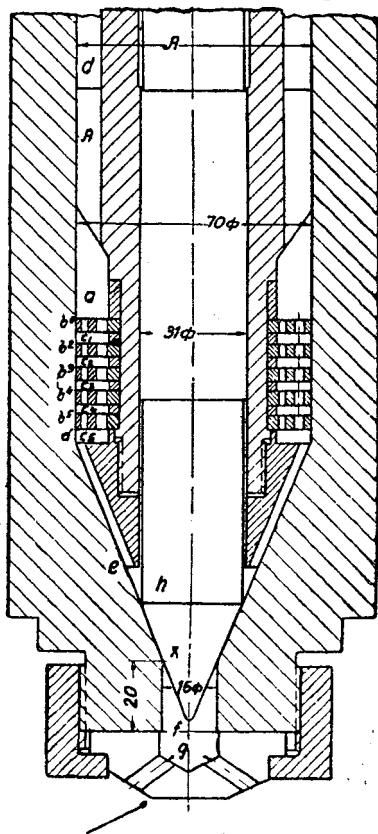
Отмеренное и поданное насосом количество топлива поступает в форсунку обычно прежде, чем начинается процесс вдувания. Если бы перед соплом не было предусмотрено распыливающего устройства, то большая часть топлива попадала бы в цилиндр нераспыленной, и именно перед распыливающим воздухом; распылитель в форсунке является собственно смешивающим устройством для перемешивания распыливающего воздуха с топливом.

Известны три типа форсунок с распыливанием сжатым воздухом:

1. «Закрытая форсунка». При данной конструкции топливо располагается в особом пространстве, отделенном от рабочего цилиндра форсуночной иг-



Фиг. 31. Опытная форсунка Хаукса.

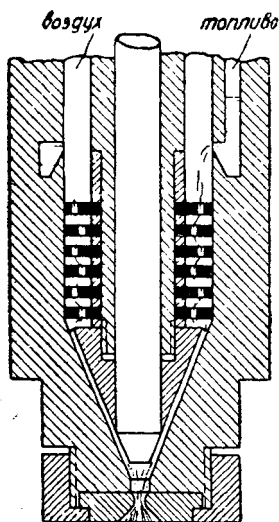


Фиг. 32. Разрез наконечника форсунки компрессорного дизеля с пластинчатым распылителем.

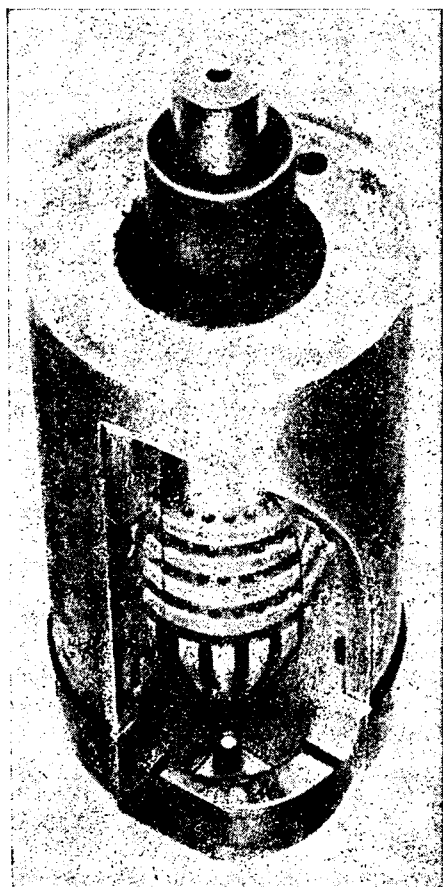
лой и находящемся под давлением распыливающего воздуха, давление которого топливный насос должен преодолевать при подаче топлива. Когда должен начаться период вдувания, тогда открытием форсуночной иглы устанавливается сообщение между этим форсуночным пространством и рабочим цилиндром. Эта форма форсунок издавна нашла себе наибольшее применение, и некоторые наиболее характерные типы ее описаны подробнее ниже.

2. «Открытая форсунка». В этой конструкции топливо располагается в углублении, находящемся между седлом клапана распыливающего воздуха и рабочим цилиндром, и находится с последним в открытом соединении. Преимущество этой конструкции форсунки заключается в том, что топливо может нагнетаться во время хода всасывания двигателя, следовательно, насосу не приходится преодолевать никакого противодействия. Конструкция этой форсунки очень проста.

На фиг. 30 показана подобная конструкция Литценмайера применяемая главным образом в малых стационарных горизонтальных двигателях дизеля. Есть предположение, что при такой конструкции происходит хорошее испарение и химическое разложение поданного топлива, находящегося в соединении с сжатым воздухом, однако это утверждение неправильно.



Фиг. 33. Впрыскивание топлива.



Фиг. 34. Наконечник форсунки компрессионного дизеля.

Недостаток открытой форсунки заключается в большем затруднении регулировать процесс сгорания так же хорошо, как при закрытой форсунке, так как при открытой распыливание происходит сжатым воздухом бесконтрольно, следствием чего являются сильные повышения давления при сгорании и беспокойный ход двигателя.

3. Форсунка, в которой обычно бесполезно пропадающее давление насоса на преодоление давления распыливающего воздуха привлечено

также к распыливанию. Фиг. 31 показывает такую форсунку, применявшуюся Хауксом¹ в его опытах. Она дала по сравнению с механическим распыливанием на 20% большее эффективное давление при одинаково хорошем сгорании, но не получила дальнейшего распространения из-за сложности, хотя потребляемое ею количество распыливающего воздуха значительно меньше.

При закрытых форсунках имеются два главных типа распылителей: пластинчатый распылитель, который имели первые двигатели дизеля, и щелевой распылитель, а также смешанный тип, представляющий соединение их. На фиг. 32 показана форсунка с пластинчатым распылителем, состоящим из многих лежащих друг на друге пластинок со смещенными сверлениями. Топливо располагается на самой верхней пластинке и при открытии форсуночной иглы раздробляется при проходе через малые отверстия пластинок, распыливается при этом и смешивается с распыливающим воздухом.

Распыливание является процессом увеличения наружной поверхности, быстро проносящийся воздух стремится увлечь за собой топливо, приставшее к пластинкам распылителя, силой поверхностного трения. Этому противодействует прилипание топлива, поверхностное натяжение его и вязкость. То, что физические свойства топлива влияют на процесс распыливания и перемешивания, следует иметь в виду при переходе на другое топливо, но во всяком случае это может быть легко компенсировано соответствующим давлением распыливающего воздуха. При хорошем регулировании эта форма распылителя дает достаточно удовлетворительные результаты, хотя перемешивание не остается постоянным за время всего периода вдувания.

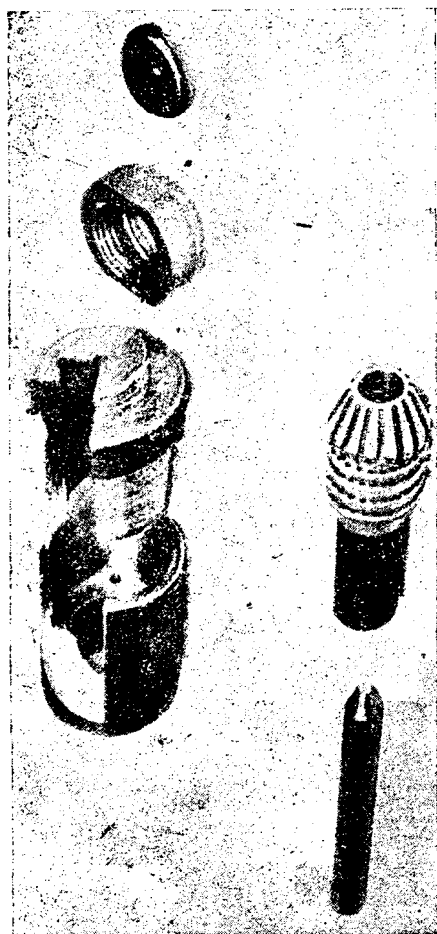
Приблизительное представление о способе действия пластинчатого распылителя дает фиг. 33. Вероятно, очень хорошее действие сверленных пластинок заключается не только в их распыливающем действии, но также и в том, что они препятствуют в начале вдувания слишком сильному увлечению нераспыленного топлива. Они являются, следовательно, как было выше упомянуто, также смешивающим приспособлением. Дырочки в пластинках обеспечивают распределение топлива по всему сечению форсунки. Смешиванию топлива с воздухом содействует также свободное пространство между пластинками, поэтому расстояние между ними имеет известное значение.

В случае, если много нераспыленного топлива попадает перед распыливающим воздухом в цилиндр, то обычно не происходит повышения давления при сгорании, но, наоборот, догорание по всему ходу расширения при наличии плохого сгорания. Это обозначает потерю мощности, высокие температуры отходящих газов и высокие конечные давления расширения, что при длительной работе влечет за собой прогорание выпускных клапанов и сильный износ рабочей втулки цилиндра.

Топливо, грубо распыленное и перемешавшееся с распыливающим воздухом, при проходе через пластинчатый распылитель получает,

¹ См. сноску стр. 54.

вероятно, дополнительное распыливание в так называемом распыливающем конусе, примыкающем к сверленным пластинкам. При протекании через него частицы топлива ударяются о стенки его длинных узких каналов, прилипают к ним и срываются опять проходящим мимо воздухом и таким путем размельчаются.



Фиг. 35. Отдельные детали наконечника форсунки компрессорного дизеля с пластинчатым распылителем.

Мало вероятным при этом является дополнительное распыливание в выходном отверстии, несмотря на наличие в нем больших скоростей. Разность давлений между распыливающим воздухом и воздухом в цилиндре превращается здесь в скорость. Возникающая от внезапного ускорения относительная скорость между распыливающим воздухом и взвешенными в нем частицами топлива слишком мала, чтобы преодолеть большое поверхностное натяжение маленьких капелек.

На фиг. 36 показано изменение сечений пластинчатого распылителя, изображенного на фиг. 32, и указаны средние скорости протекающей смеси по отдельным сечениям¹. Относительно малые скорости (в 13 м/сек в отверстии пластинок и в 25 м/сек в распыливающем конусе) при поверхностном исследовании говорят о невероятности здесь распыливания, указывая в пользу такового в отверстии сопла, где скорость 230 м/сек.

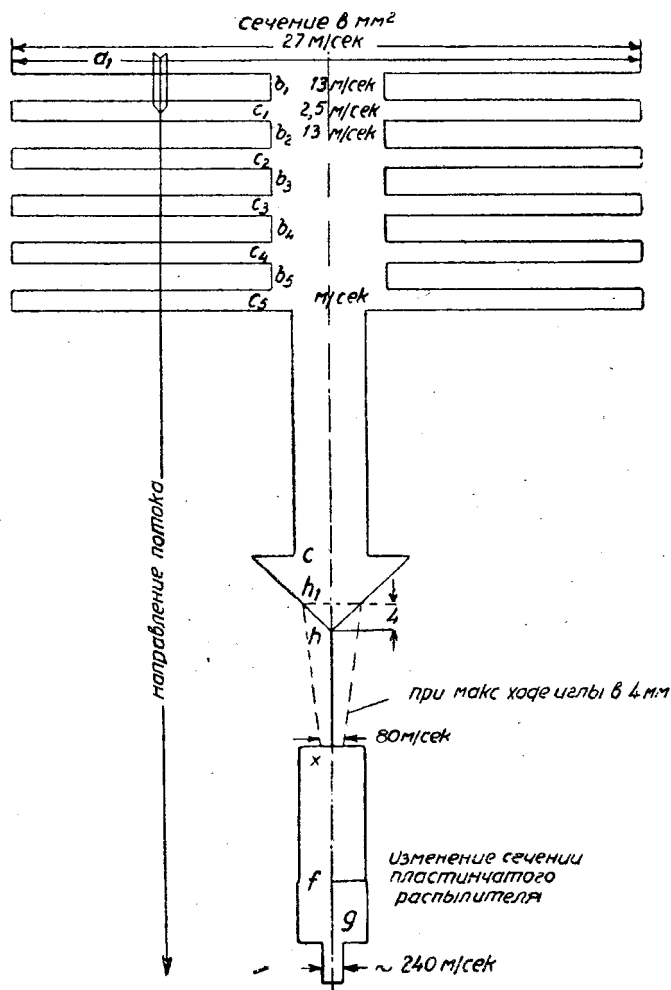
При сравнении этого процесса распыливания с таковым у карбюратора должно учитывать не только скорость воздуха V_1 , но также и плот-

ность воздуха γ_1 в кг/м³, так как средний радиус капелек зависит от скорости и плотности воздуха:

$$r \approx \frac{1}{V_1 \cdot \sqrt{\gamma_1}}.$$

¹ См. «Motorwagen», 1927 г., стр. 285 и 473.

В то время как в распылителе карбюратора при 0,75 атм. абс. плотность воздуха $\gamma \cong 1 \text{ кг/м}^3$, в распылителе компрессорного двигателя дизеля с давлением распыливания около 50 атм. составит



Фиг. 36. Изменение сечений и скоростей в пластинчатом распылителе.
(В сечении C_5 скорость 2,5 м/сек. ниже 25 м/сек).

60 кг/м^3 , т. е. большая плотность воздуха сильно компенсирует его малую скорость.

В предлагаемом случае давлению распыливания в 50 атм. абс. соответствовала бы скорость в карбюраторе.

$$\sqrt{\frac{60}{0,75}} \cdot 13 = 117 \text{ м/сек},$$

т. е. скорость воздуха, которая нормально не встречается ни в одном бензиновом карбюраторе, полностью объясняющая мелкое распыливание в форсунке.

Открытие форсуночной иглы всегда происходит постепенно и требует для открытия всего сечения сопла определенного времени, даже и в случае распределительного кулачка с резким подъемом. Поэтому и скорость распыливающего воздуха в пластинках распылителя первоначально будет малой и количество увлеченного топлива будет также мало. Когда форсуночная игла открывается незадолго перед в.м.т., то скорость поршня при этом очень мала, а поэтому должно быть подано в цилиндр топлива только столько, сколько необходимо для начала сгорания, т. е. для мгновенного воспламенения поступающего позднее топлива. При отходящем поршне пространство сгорания очень быстро увеличивается и сгорание должно быть ускоряющимся, для того чтобы уравновесить падение давления от расширения увеличением давления сгорания. Благодаря этому получается диграмма с плоской вершиной, т. е. так называемая диаграмма постоянного давления.

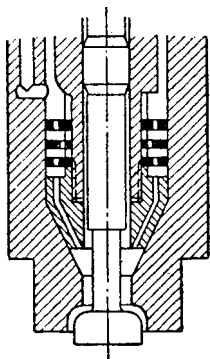
Как видим, при помощи вдувания топлива сжатым воздухом и именно вследствие медленного увеличения скорости распыливающего воздуха в распылителе довольно хорошо осуществляется получение диаграммы постоянного давления, много легче во всяком случае, чем при безвоздушном механическом впрыскивании.

Форсуночная игла открывается обычно наружу. На фиг. 37 показана форсунка с иглой, открывающейся внутрь цилиндра. Преимущество этой конструкции заключается в том, что игла открывается в том же направлении, как и впускной и выпускной клапаны, следовательно, не требует опрокинутого рычага. Большая поверхность клапана должна иметь следствием хорошее распределение топлива по всей камере сгорания. Затем во время распыливания топлива давление сгорания действует на большую тарелку клапана и парализует таким образом действующее на малую внутреннюю поверхность давление распыливающего воздуха, поэтому для закрытия форсуночного клапана (иглы) требуется сравнительно слабое усилие пружины, которое в свою очередь воспринимается большими опорными поверхностями. Опасные повышения давлений в рабочем цилиндре, напр., как следствие ранней вспышки, не могут открыть такую форсуночную иглу, но прижимают ее и препятствуют поступлению рабочих газов в форсуночное пространство. Обе конические поверхности притерты, а конус клапана соответствует отверстию сопловой пластинки при форсунках с открывающейся наружу иглой.

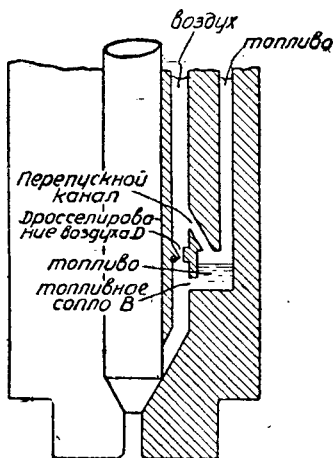
Пластинчатый распределитель имеет благодаря присущей ему неравномерности смесеобразования за время всего процесса распыливания тот недостаток, что при холостом ходе и малых нагрузках распыливающий воздух может в большом количестве легко попадать в рабочий цилиндр перед поступлением туда топлива и так сильно охлаждать, расширяясь, часть рабочего воздуха, что попадающие позднее в холодную зону частицы топлива не могут воспламеняться.

Поэтому пластинчатый распылитель требует достаточно точного соответствия давления распыливающего воздуха числу оборотов и нагрузке.

Этот недостаток до известной степени уничтожается щелевым распылителем, способ действия которого показан на фиг. 38. Также и здесь поданное насосом перед процессом вдувания топлива располагается в углублении сопла, из которого небольшая часть топлива может попасть прямо в перекрываемый иглой выходящий канал, т. е. образовать нужную порцию для воспламенения. При открытии иглы в этом канале образуется падение давления из-за дросселирования



Фиг. 37. Форсунка с иглой, открывающейся во внутрь цилиндра.



Фиг. 38. Схема щелевого распылителя.

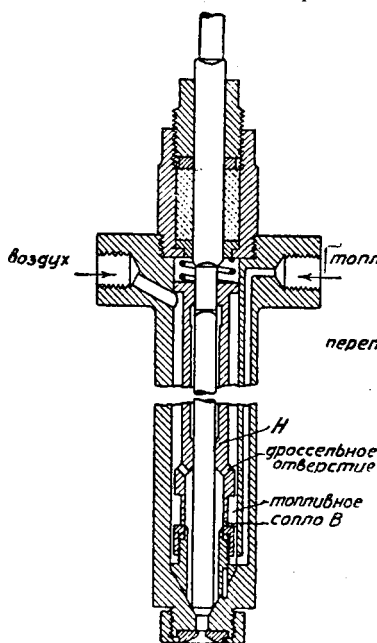
в сужении D по сравнению с пространством, находящимся над D , в котором имеется полное давление распыливания, уменьшенное на падение давления, превращенного в скорость. Это более высокое давление давит на топливо и нагнетает его постепенно в вытекающий распыливающий воздух, следовательно, в данном случае до тех пор, пока имеется топливо в форсунке, происходит приблизительно постоянное смешение за весь период вдувания.

Это распыливающее и смешивающее устройство обуславливает хорошую работу при определенном соотношении дросселирующего сечения D к выходному сечению для топлива B , а это в свою очередь зависит от вязкости топлива. Если дросселирующее сечение D слишком мало, так что получается слишком большая разность давлений, или выходное сечение для топлива слишком велико, то все топливо еще во время первой части периода вдувания устремляется в цилиндр, при этом недостаточно распыленное, а в конце поступает чистый воздух. С другой стороны, если дросселирующее сечение D слишком велико, т. е. перепад давлений слишком мал или слишком мало выходное сечение для топлива B , то во время всего

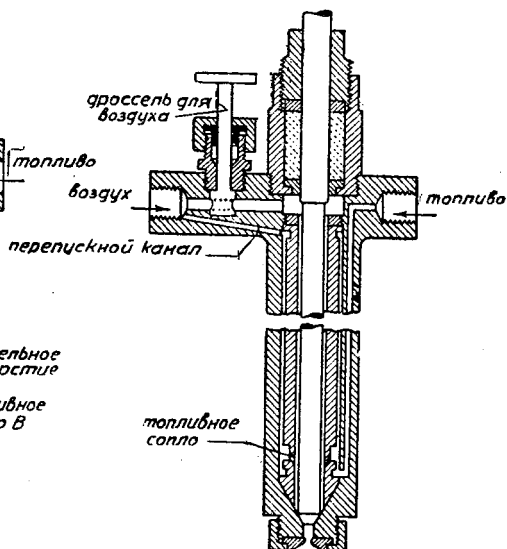
процесса вдувания слишком мало вытекает топлива из его углубления в распыливающий воздух, остаток накапливается в форсунке до тех пор, пока все каналы не будут заполнены топливом, которое затем будет нагнетаться насосом прямо к форсуночному отверстию и устремляться в виде нераспыленного жидкого потока перед распыливающим воздухом в цилиндр, вызывая в последнем сильное возрастание давления и сильное догорание.

Щелевые распылители имеют также целый ряд разнообразных выполнений (напр. гильзовые распылители), в основном покоящиеся на том же действии.

Щелевые распылители, как уже упомянуто, регулируются на различное топливо изменением дросселирующего сечения D или выходного



Фиг. 39. Щелевой распылитель.



Фиг. 40. Щелевой распылитель.

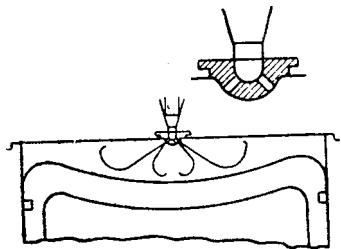
сечения для топлива B ; при постоянном топливе подрегулирование изменением соответствующих отверстий на испытательной станции достаточно просто, но судовые установки требуют быстрого приспособления к различным сортам топлива, получаемого в разных гаванях, что при пластинчатом распылителе может быть легко сделано изменением давления распыливающего воздуха, изменением числа пластинок или их выполнением.

Устройство для регулирования выходного сечения для топлива B при щелевом распылителе показано на фиг. 39. Гильза H состоит из двух свернутых вместе частей, нижняя часть—неподвижная—плотно сидит на своем конце в корпусе форсунки, верхняя же—привертная—

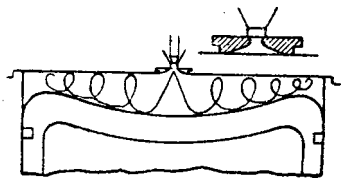
имеет сверления для дросселирования распыливающего воздуха и выходное сечение для топлива B , и наворачиванием верхней части на нижнюю можно произвольно уменьшать топливное отверстие B .

Разность давлений может быть достигнута не только расположенным внизу форсунки дросселем, но также простым краном, расположенным перед форсункой (фиг. 40). В этом выполнении топливные отверстия B остаются неизменными.

В пластинке сопла разность давлений между распыливающим воздухом и сжатым воздухом преобразовывается в скорость, а благодаря этому осуществляется завихривание в пространстве сгорания и лучшее распределение топлива по последнему. Сопловая



Фиг. 41. Завихривание в пространстве сгорания при многоочковом сопле.



Фиг. 42. Завихривание в пространстве сгорания при одноочковом сопле.

пластинка чаще всего имеет только одно отверстие (одноочковое сопло), иногда также несколько отверстий (многоочковое сопло) с тем же общим сечением, как и при одном отверстии. Многоочковые сопла на первый взгляд должны дать лучшее распределение в камере сгорания распыленного топлива (фиг. 41), но это не имеет места, так как сумма разделенных воздушных струек не дает того же завихривающего эффекта, как одна сильная струя, которая менее тормозится сжатым рабочим воздухом (фиг. 42). При многоочковом сопле нужно было бы повысить количество распыливающего воздуха, следовательно, подачу компрессора, что невыгодно по многим соображениям. Поэтому даже наибольший из построенных двигателей дизеля имеет только одноочковое сопло ¹.

Регулирование давления распыливания

Компрессорный двигатель дизеля требует достаточно точной регулировки количества распыливающего воздуха по отношению к нагрузке, т. е. к крутящему моменту, следовательно, к подаваемому за один рабочий ход количеству топлива и к числу оборотов.

Существует определенное наивыгоднейшее в смысле экономичности и мощности соотношение веса топлива к весу распыливающего воздуха.

¹ Опытный двигатель МАН. Простого действия, двухтактный 1 000 Ø × 1 100 ϕ =115, N=2 000 э. л. с. на цилиндр, 6 цилиндров=12 000 э. л. с.

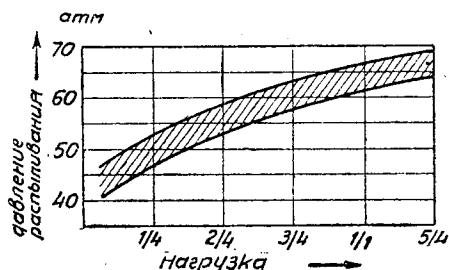
Слишком малое количество распыливающего воздуха дает плохое распыливание и недостаточное завихривание (плохое внутреннее смесеобразование), в результате плохое сгорание с образованием сажи.

Слишком большое количество распыливающего воздуха вследствие своего расширения сильно понижает конечную температуру сжатия, что также ухудшает сгорание. Это особенно заметно при частичной нагрузке, когда малые количества подаваемого топлива могут быть окружены охлажденным от расширения распыливающим воздухом, так что при некоторых обстоятельствах вспышки может не быть или она может произойти с запозданием. Этому охлаждению, казалось бы, можно было бы противодействовать высокой температурой распыливающего воздуха, но этого нельзя допустить из-за опасности взрывов смазочного масла в компрессоре и трубопроводах и из-за загораний сопла.

Соответствие количества распыливающего воздуха к подаваемому количеству топлива может быть достигнуто тремя путями:

- 1) изменением подъема иглы, следовательно, выходных сечений; этот способ применяется очень редко;
- 2) изменением сечения сопла при неизменном ходе иглы (напр., у быстроходного дизеля Майбах);
- 3) изменением давления распыливающего воздуха,—это наиболее употребительный способ.

Если регулируемый двигатель вращается с постоянным числом оборотов, напр., работая в качестве стационарного двигателя, то



Фиг. 43. Изменение давления распыливающего воздуха в зависимости от нагрузки.

проблема регулирования давления распыливания решается достаточно просто. На фиг. 43 показаны в заштрихованной между обеими кривыми области приблизительного давления распыливания, которые обычно имеют место. В начале повышения нагрузки эти давления до половины возрастают сперва сильнее, а затем медленнее. Необходимое

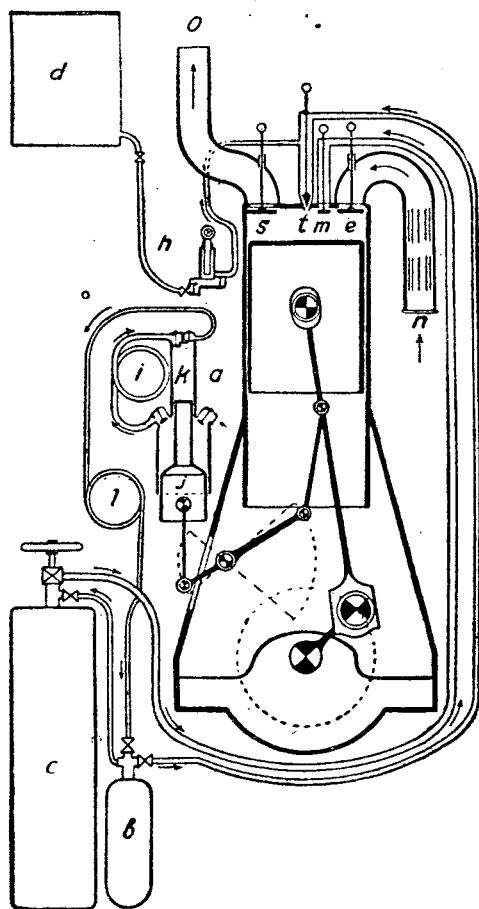
давление распыливания автоматически устанавливается, чаще всего в зависимости от изменяемого регулятором количества топлива.

Труднее установка необходимого давления распыливания, когда не только нагрузка, но также и число оборотов изменяются в широких пределах, как, напр., в судовых двигателях дизеля. Так как поглощаемая винтом мощность изменяется в третьей степени числа оборотов, то каждому числу оборотов соответствует определенная нагрузка, следовательно, измененное на каждый ход количество топлива. В этом случае давление распыливающего воздуха устанавливается в зависимости от подачи топлива тем, что перестановка регулятора давления распыливания сделана зависимой от регулятора подачи топлива.

Проблема автоматического регулирования необходимого давления распыливания затруднена тем, что зависимость числа оборотов от подачи справедлива только для установившегося состояния. Если, напр., внезапно повысить подачу (пуск в ход под полной нагрузкой, маневрирование вперед или назад), то соответствующее наивысшей подаче число оборотов будет достигнуто только после сообщения ускорения массам, в то время как регулятор уже установит давление распыливания, соответствующее наивысшей подаче. Следовательно, при низком числе оборотов (продолжительное открытие форсунки) поступало бы слишком много распыливающего воздуха в цилиндр, отчего могли бы прекратиться вспышки.

Еще сложнее регулирование необходимого давления распыливания в двигателях дизеля для подводных лодок. Они требуют не только при пуске в ход и реверсировании под полной нагрузкой наибольшего крутящего момента при наименьшем числе оборотов, но они служат также наряду с приводом винта для получения электрической энергии для зарядки аккумуляторов для подводного плавания. Имеется, следовательно, обратный случай, когда должны совпадать малая нагрузка и высокое число оборотов.

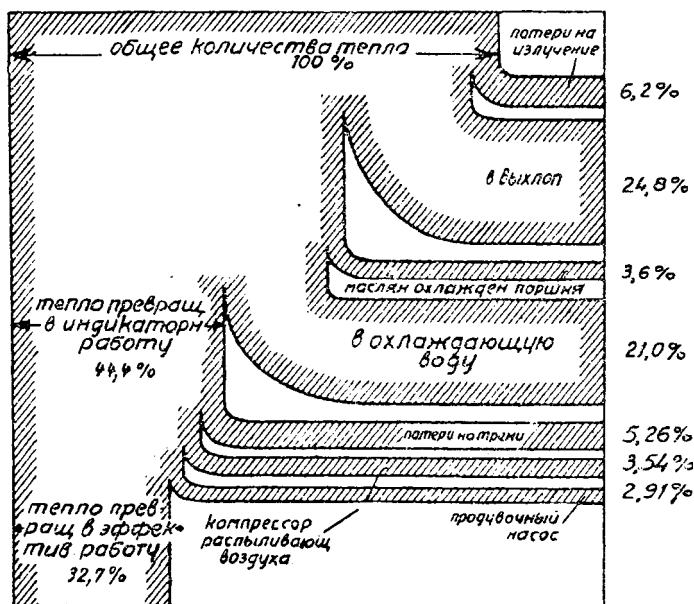
Это требует регулирующих приспособлений, устанавливающих давление распыливания одновременно в зависимости от числа оборотов и подачи топлива и заключающихся обычно в изменении сечения открытия, включенного между баллоном распыливающего воздуха



Фиг. 44. Схема компрессорного двигателя дизеля. *a*—компрессор распыливающего воздуха, *b*—баллон распыливающего воздуха, *c*—баллон пускового воздуха, *d*—бак для топлива, *e*—всасывающий клапан, *t*—форсунка, *s*—выхлопной клапан, *h*—топливный насос, *i*—промежуточный холодильник, *j*—ступенчатый поршень компрессора, *k*—2-ая ступень компрессора, *l*—холодильник после 2-ой ступени компрессора, *m*—пусковой клапан, *n*—фильтр для всасываемого воздуха, *o*—выхлопной трубопровод.

и форсункой редукционного клапана. Компрессор должен при этом постоянно заряжать баллон распыливающего воздуха до наивысшего могущего быть давления, в то время как избыточное давление уничтожается дросселированием в редукционном клапане до любого рабочего давления. Подаваемый компрессором в слишком большом количестве распыливающий воздух используется первоначально для подзарядки пусковых баллонов, а после их наполнения уменьшается количество присасываемого воздуха, чтобы компрессор не подавал, неэкономично рабстая, сжатого воздуха более, чем необходимо, который не может быть использован.

При переменном числе оборотов, но постоянном количестве топлива на рабочий ход (постоянный крутящий момент) можно держать дав-



Фиг. 45. Тепловой баканс 2-тактного компрессорного двигателя дизеля.

ление распыливания постоянным, если изменяются или а) продолжительность вдувания или б) сечение сопла форсунки, так как наиболее выгоднейшее соотношение смеси распыливающего воздуха и топлива не должно изменяться.

С возрастанием числа оборотов удлинение периода впрыскивания практически невозможно: слишком раннее начало впрыскивания ведет к слишком большому повышению давления, причем не только возрастают напряжения шатунного механизма, но также и нарушается процесс распыливания, так как разность давления между давлением распыливания и наивысшим давлением в камере сгорания уменьшается (худшее внутреннее смесеобразование), продолжение же процесса

выскакивания за 30° после в. м. т. обуславливает слишком сильное догорание и высокие потери в выхлоп.

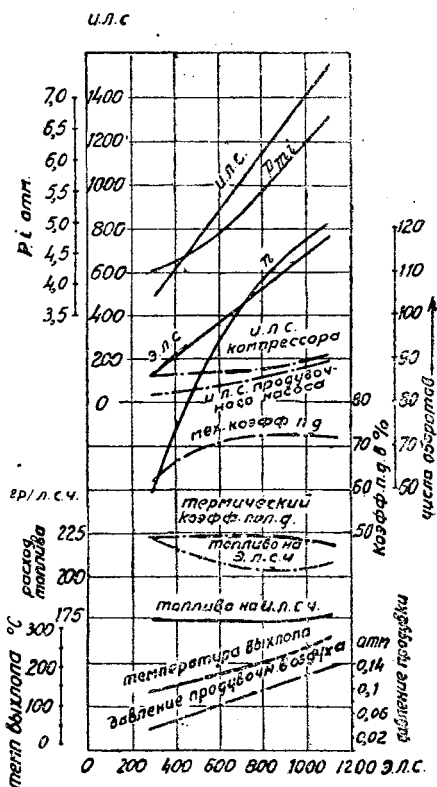
Если же оставлять сечение сопла неизменным, то нужно изменять давление распыливающего воздуха и, следовательно, скорость истечения в выходном отверстии (сопле), чтобы сумма количеств топлива и распыливающего воздуха оставалось постоянной: $Q = f \cdot w$ (количество = сечение \times скорость). Но в области ниже критических отношений давлений скорость истечения

$$w \cong k \sqrt{\Delta p}^1$$

Отсюда следует, что при неизменном сечении сопла и постоянном периоде впрыскивания давление распыливания нужно изменять в отношении квадрата скорости, а последняя изменяется пропорционально числу оборотов.

Следовательно, из сказанного вытекает, что при высоком числе оборотов и большой подаче топлива нужно высокое давление воздуха, чтобы получить необходимое распыливание большого количества топлива в короткое время, а при малом числе оборотов давление распыливания должно быть уменьшено для предупреждения сильного повышения давления внутри цилиндра из-за слишком быстрого введения топлива и сгорания его преимущественно при постоянном объеме. В случае малой подачи давление распыливающего воздуха также нужно понизить, чтобы избежать плохих вспышек, так как, сильно расширяясь, распыливающий воздух будет вызывать значительное охлаждение камеры сгорания.

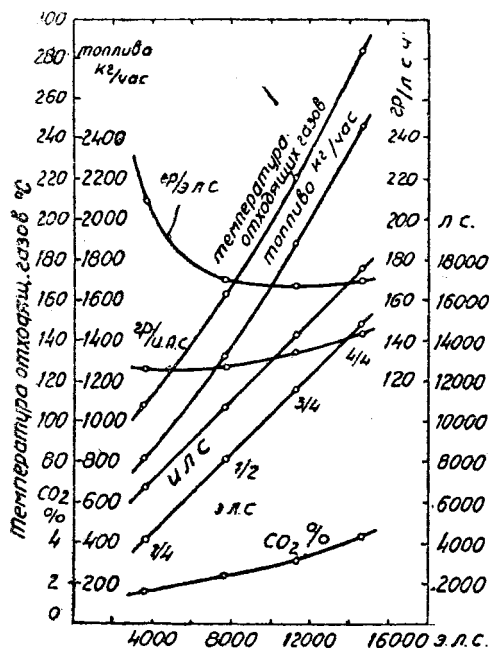
От автомобильного двигателя дизеля требуется, чтобы он давал возможно постоянный крутящий момент в широких пределах чисел оборотов, причем наивысшее число оборотов долж-



Фиг. 46. Данные испытания 1 000 сильно-го 4-цилиндрового компрессорного двигателя дизеля с противоположнодвижущимися поршнями и поршневым продувочным насосом двойного действия.

¹ Правильнее было-бы определять скорость по ур-ию $w = \sqrt{2gL}$, где L — работа расширения при изотермическом истечении. (Примечание редакции).

но быть по крайней мере в четыре раза, а по возможности даже и в шесть раз больше наименьшего числа оборотов. Отсюда следует, что достаточное для высокого числа оборотов давление распыливания около 80—90 атм. при постоянном сечении сопла для малых



Фиг. 47. Данные испытания 15 000 сильного компрессорного двигателя дизеля МАН, 9 цил. 860 $\varnothing \times 1500$, двухтактн. двойного действ. $n=94$ по опытам Лавдана (см. Schiffbau, 1926 г., стр. 81).

Тепловой баланс:

Тепло-обращенное в эффективную мощность . . .	35,7%
Потери тепла в охлаждающую воду . . .	26,0%
в выхлоп	33,4%
Компрессор	3,1%
Продувочн. насос (турбокомпр.)	1,8%
	100%

Продувочный насос: турбокомпрессор с электр. приводом $n=2800$ — 3200 . $N_s=770$ л. с., давление продувки 0,128 атм. изб., количество продувочного воздуха при $n=2800$ составляет около 1,3 = рабочего объема ≈ 1825 м³/мин. $\eta_m=80\%$.

чисел оборотов должно быть настолько уменьшенным, что достаточное распыливание необходимых для максимального крутящего момента количеств топлива будет невозможным. Поэтому Майбах применяет в своем автомобильном компрессорном двигателе дизеля регулирование как давления распыливания, так и изменение сечения сопла, причем подъем иглы остается постоянным (см. дизель Майбаха).

Таблицы 1 и 2 заимствованы из опытов, выполненных англичанином Хауксом¹ во время войны по предложению британского адмиралтейства для увеличения мощности двигателя дизеля для подводных лодок.

Для распыливания и завихривания 1 г топлива необходима приблизительно работа в 5—10 кгм, при этом она зависит от вязкости топлива, конструкции форсунки, числа оборотов и т. д.

Количество воздуха, подаваемое компрессором, составляет 175—350 л на э. с. ч.

¹ Hawkes «Some Experimental work in Connection with Diesel Engines» «Engineering» 23/VII 1920 г.

ТАБЛИЦА 1

Опыты Хаукса с четырехтактным опытным цилиндром $510 \varnothing \times 510 p_c \approx 33,2$ атм. с отдельным приводом компрессора

Эффек- тивная мощность л. с.	n	P_i $кг/см^2$	η_m мех. без ком- прессора %	Давлен. распыл. атм.	Топливо г/э с. ч.	Мощн. компр. э. л. с.
263	309	8,8	86,4	67	182	27,3
212	283	8	83,5	67	177,5	27,3
173	262	8	83,6	61,3	173	23,2
138	245	6,3	79,4	52,5	182	18,2
106	222	5,32	78,5	49	186,5	17,3

ТАБЛИЦА 2

Опыты Хаукса с двухтактным опытным цилиндром двигателя Доксфорд $365 \varnothing \times 720$ (противоположно движ. поршни, лицензия Юнкерса) с продувочным насосом и компрессором, приводимым в действие от двигателя, давление продувки 0,21 атм. изб. $p_c \approx 32$ атм.

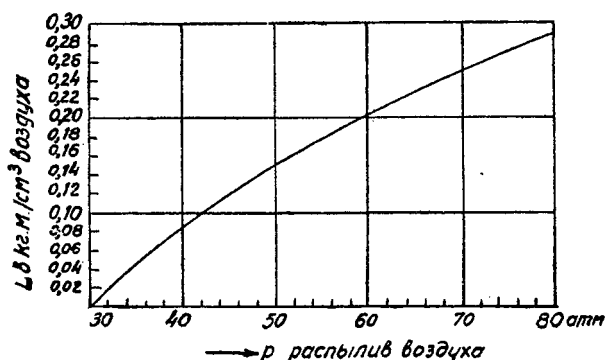
Эффек- тивная мощность л. с.	n	P_i $кг/см_2$	η_m мех. %	Давлен. распыл. атм.	Расход топлива г/э с. ч.	Отходя- щие газы °C
333	322	9,1	66	91	220	700
280	305	8,8	64,2	85	215	633
230	286	7,5	63	77	215	573
185	265	6,9	60	70	220	527
141	240	6	56,6	63	225	463

Можно с достаточной точностью принять, что процесс вдувания происходит изотермически, так как, с одной стороны, воздух при протекании через форсунку подогревается, а с другой стороны, падение его температуры от расширения до конечного давления сжатия компенсируется поглощением тепла из рабочего воздуха.

На фиг. 48 показана работа, развиваемая 1 см^3 распыливающего воздуха при его изотермическом расширении от давления распыливания до конечного давления сжатия в 30 атм ¹.

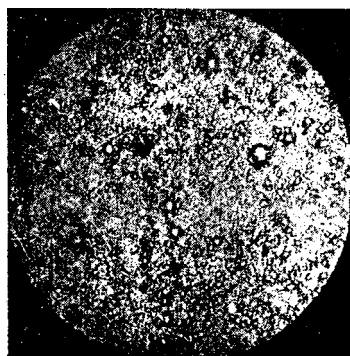
¹ В а l o g. Die Bestimmung der Einblaseluftmenge bei Dieselmotoren. Der Ölmotor, 1914/15, стр. 127 и Gasmotorentechnik, 1911/12, стр. 11.

Интересные опыты относительно зависимости распыливания от давления распыливания предпринял Вольтген в машинной лаборатории высшей технической школы (Дармштадт ²), причем условия его опытов

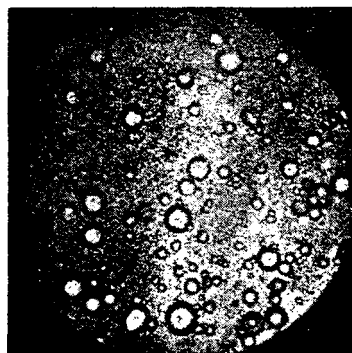


Фиг. 48. Работоспособность 1 см³ распыливающего воздуха при изотерм. расширении до 30 атм.

очень близко подходили к условиям в двигателе дизеля: он впрыскивал в стальную бомбу, заполненную частью воздухом при давлении в 30 атм. и улавливающей жидкостью (70% воды + 30% дубильного



Фиг. 49. Давление распыливания 75 атм $\varnothing = 4,37 \mu$.



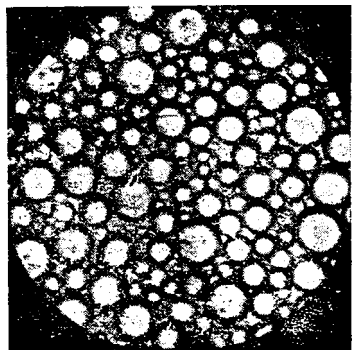
Фиг. 50. Давление распыливания воздуха 65 атм $\varnothing = 13,75 \mu$.

экстракта). Вдуваемое или впрыскиваемое топливо должно было сперва проникнуть через сжатый воздух, после чего улавливалось жидкостью, полученная таким образом эмульсия топлива и улавливающей жидкости рассматривалась потом под микроскопом. При помощи измерительного окуляра определялась не только величина отдельных капелек, но также численное соотношение различных по величине капелек друг к другу, а отсюда вычислялся средний диаметр капелек.

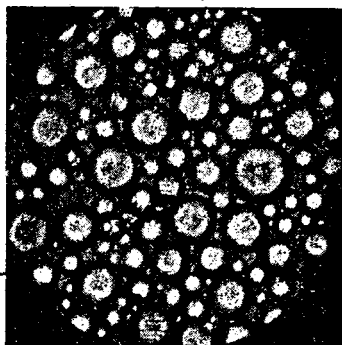
Bernd, V. D. I. 1925 г., стр. 1276.

Фиг. 49—52 представляют собой микрофотографии различных опытов распыливания сжатым воздухом; на фиг. 53 показана натуральная эмульсия, коровье молоко, содержащиеся в нем взвешенные частицы T равны в отношении размера и равномерности частицам распыленного при 75 атм. топлива.

Микрофотографии показывают, что не только тонкость, но также и равномерность распыливания возрастают с давлением распыливания.



Фиг. 51. Давление распыливания воздуха 50 атм $\varnothing = 17,5 \mu$.

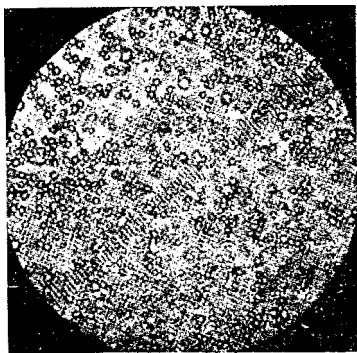


Фиг. 52. Давление распыливания воздуха 40 атм $\varnothing = 25 \mu$.

Диаграмма этих опытов распыливания (фиг. 54) показывает, что средний диаметр капель располагается на прямой линии, следовательно, более зависит от давления распыливания, чем от выходной скорости в устье сопла. К сожалению, отсутствуют точные данные относительно формы форсунки, ее изменений сечений и расходуемых количеств воздуха.

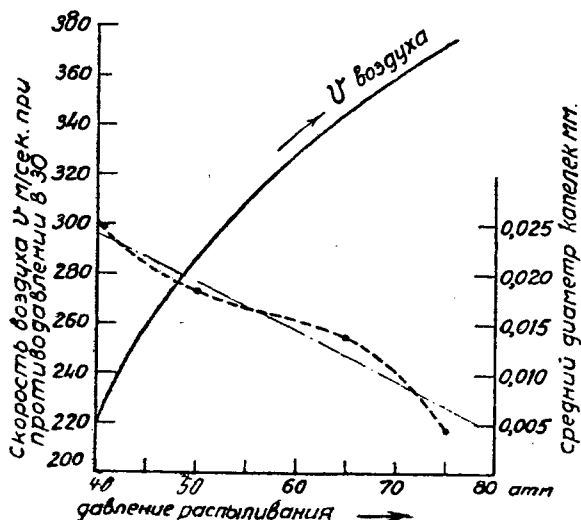
Сопоставление за и против распыливания сжатым воздухом приводит к следующим выводам:

а) Преимущества: более легкое регулирование двигателя на различные топлива, примерно одинаковый при продолжительной работе удельный расход топлива, несмотря на затрату мощности на приведение компрессора в 6—10% (которая, впрочем, отчасти возвращается), что говорит об исправном функционировании топливной системы, в то время как распыливающие органы двигателей с механическим и струйным распыливанием после долгой работы изнашиваются. Затем другой положительной стороной воздушного распыливания является умеренное повышение давления при сгорании.



Фиг. 53. Сливки (коровье молоко) $\varnothing = 4,5 \mu$.

б) Недостатки: большой аппарат для получения и регулирования распыливающего воздуха, который, однако, выполняется достаточно надежно работающим, но несмотря на это усложняет двигатель и удорожает, а для малых агрегатов, в особенности для быстроходных



[Фиг. 54. Диаметр каплей топлива в зависимости от давления при компрессорном распыливании.

(транспортных) двигателей, представляет несоответствующую конструктивную нагрузку; поэтому само собой понятно стремление к безвоздушному прямому впрыскиванию топлива.

Механическое распыливание

Вытекающий из отверстия секундный вес жидкости

$$g = c \cdot f \cdot \gamma \cdot v \text{ и скорость истечения } V = \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma} \cdot 10^4},$$

где c —коэффициент истечения,

f —сечение отверстия в м^2 ,

γ —удельный вес жидкости в кг/м^3 ,

Δp —разность давлений между средним давлением жидкости во время впрыскивания и давлением газа в цилиндре в кг/см^2 .

Если α —продолжительность впрыскивания в градусах угла поворота кривошипа, то время впрыскивания

$$t = \frac{\alpha}{6\pi} \text{ сек}$$

и число впрыскиваний в час $= 30 \cdot n$ при четырехтактном и $60 \cdot n$ при двухтактном процессе.

Движение жидкости в узких трубах может быть поструйным, т. е. таким, при котором устанавливается правильное движение жидкости по слоям постоянной скорости, изменение скорости по всему сечению трубы при этом приблизительно параболически.

С другой стороны, движение может быть турбулентным, причем отдельные частицы жидкости произвольно двигаются по отношению друг к другу; можно также поструйное движение обозначить как правильное, турбулентное как неправильное.

В узких трубах верхний предел скорости для поструйного движения определяется числом Рейнольдса:

$$c = \frac{R \cdot \nu}{d},$$

где R —постоянная величина, зависящая от трения в трубе, d —диаметр трубы и ν —кинематическая вязкость жидкости $\nu = \frac{\eta}{\rho}$; плотность $= \frac{\gamma}{g}$; следовательно, ν равняется абсолютной вязкости, деленной на плотность, и выражена в $\text{см}^2/\text{сек}$.

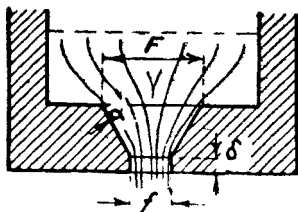
При скоростях выше этого критического предела (в обычных топливопроводах $\approx 35 \text{ м/сек}$) движение турбулентно.

Отличительные свойства поструйного и турбулентного движения часто перекрываются, но различаются существенно все же в том, что поструйное движение может быть в то же время вихревым, но никогда не турбулентным, так что следует делать различие между вихрем, точнее вихревым кольцом, и водоворотом. Далее зависимость от вязкости очень своеобразна; вязкость благоприятствует именно поструйному движению, но при некоторых обстоятельствах может привести к нарушению слоев и вызвать водовороты. Переход от одного вида движения к другому происходит очень внезапно и зависит, очевидно, от происходящего при водовороте рассеивания энергии и уменьшения средней поступательной скорости. Более точное объяснение образования водоворота отсутствует до сих пор.

Если жидкость вытекает из дна сосуда, то поток в нем будет тогда поструйный, и коэффициент истечения достигнет наибольшего значения, когда угол перехода от дна сосуда к выходному отверстию $\alpha \approx 58^\circ$, а сужение сечения под отверстием F в дна сосуда, так называемое «суженное сечение» $f \approx 0,62 F$ (фиг. 55).

Если переход круче, т. е. $\alpha > 58^\circ$, то начинается турбулентное истечение, и турбулентность усилится, если скорость истечения превысит некоторое определенное наивысшее значение.

Изменение (поструйное или турбулентное) вытекающего потока зависит, кроме того, непосредственно от абсолютной вязкости η жид-



Фиг. 55.

кости и обратно пропорционально произведению из сечения струи f и толщины $\frac{\delta}{\delta}$ отверстия: чем меньше толщина отверстия δ , тем при меньшей скорости истечения истечение будет турбулентным, что проявляется в уменьшении коэффициента истечения (фиг. 67 и 68).

Это объясняет известное положение, что при соплах с тонкими стенками имеется более быстрое распадение струи, чем при таковых с длинными выходными каналами: это происходит не оттого, что «острые кромки устья разрывают струю на ее внешней поверхности», как этим часто объясняют, но совершенно очевидно от наличия в таковых струях чрезвычайно сильной турбулентности. Действие турбулентности на распыливание вытекающей струи жидкости можно себе представить в том, что давление впрыскивания только отчасти может быть превращено в скорость истечения, небольшая же оставшаяся часть служит для возбуждения водоворотов, поглощающих известное количество энергии, так как она должна преодолеть вязкость, т. е. молекулярное внутреннее течение жидкости. При выходе из сопла эта часть энергии, которую можно (аналогично, как при высоких температурах, сильно возрастающую удельную теплоемкость газов) представить себе как «внутреннюю работоспособность струи», внезапно освобождается, так как прекращается действие на струю сдерживающих направляющих каналов. Внешние силы более не противодействуют большим центробежным силам вращающихся частиц жидкости, они разрывают поэтому струю и преодолевают при этом внутримолекулярную силу притяжения (удельное сцепление) и поверхностное натяжение ранее образовавшихся больших капель.

Это распыливающее разрывное действие турбулентности должно сильнее всего действовать на капельки, находящиеся на поверхности конуса струи, так как прилегающие воздушные слои представляют много меньше сопротивления их разрыву, чем стержень струи. В действительности картина распыливания показывает всегда наименьшие капельки на периферии сечения струи.

Поэтому (главной) причиной распыливания струи, вытекающей под гидравлическим давлением, есть турбулентность или водоворотное движение; плотность среды, в которую вытекает струя, имеет, вероятно, только очень малое влияние на распыливание, но зато очень сильно влияет на разрыв струи и на дальность ее проникновения.

Если правильна гипотеза, что турбулентность имеет превалирующее значение на распыливание, то последнее должно начинаться тотчас после выхода струи из сопла. Если струя попадает в безвоздушное пространство, то ее разрыв происходит очень медленно; продвигающиеся вперед «замкнутым строем» капельки движутся под влиянием результирующей их живой силы $\frac{1}{2} m v^2$ силы расширения после сжатия топлива в форсунке и центробежной силы, возникающей от турбулентности; форма струи, следовательно, должна быть правильным конусом.

Величина противодействия, следовательно, очень мало влияет на степень тонкости распыливания. Противодействие замедляет вы-

ходящую струю, а именно «плющит» ее в направлении ее продольной оси и тормозит ее, кроме того, силой трения на поверхности конуса. Форма струи при противодавлении является расширяющимся конусом, скорость истечения падает с возрастающим противодавлением по показательной функции.

Так как свыше определенного предела скорости истечение в отверстии сопла будет турбулентным, следовательно, давление впрыскивания только отчасти будет превращаться в скорость, другая же часть — в турбулентность, служащую для распыливания, то турбулентность и степень тонкости распыливания должны возрастать с давлением впрыскивания, а коэффициент истечения, наоборот, падать (фиг. 67 и 68) ¹.

Также ранее упомянутые опыты Вольтьена с распыливанием подтверждают эти заключения, как показывают фиг. 56—61. На фиг. 63 результаты этих опытов представлены графически, из которых видно, что средняя величина капель уменьшается по закону прямой линии с давлением впрыскивания.

На фиг. 62 показана картина распыливания рассеивающей форсункой, которая, несмотря на давление впрыскивания в 150 атм., дает тот же средний размер капель, как и одноочковое сопло при 250 атм.

К сожалению, в этих очень интересных опытах отсутствуют данные относительно экспериментированных форсунок.

Предположим все же, что под «рассеивающей форсункой» подразумевается обычная, употребляемая при двигателях с калильной головкой, конструкция, имеющая распылитель, состоящий из цилиндрического или конусообразного тела с спиральными нарезанными канавками.

По распространенному мнению хорошее распыливающее действие этого винтового распылителя заключается в том, что топливо полу-

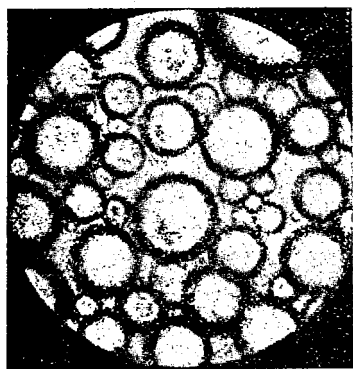
¹ Совершенно другое объяснение распыливания впрыскиваемого топлива дает Трибнигг в своей диссертации: «Процесс вдувания и впрыскивания в двигателях дизеля». Он утверждает:

«Единственной причиной распада струи является действие силы трения и нормального давления поверхностного натяжения на лобовую поверхность струи жидкости. Если диаметр теоретически шарообразной выпуклости лобовой поверхности струи достигает π или четырехкратный диаметр струи, то выпущившийся объем жидкости отделяется и движется далее как самостоятельная частица жидкости с замедлением скорости.

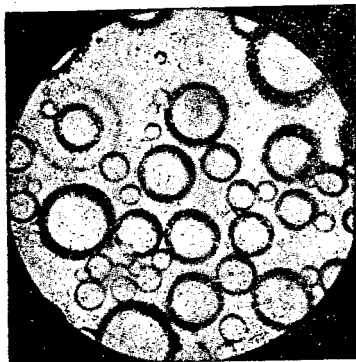
Размер капельки:

- а) независим от диаметра сопла;
- б) прямо пропорционален поверхностному натяжению α и удельному весу топлива;
- в) обратно пропорционален давлению впрыскивания и плотности среды, в которую струя входит;
- г) при вдувании зависит от квадрата относительной скорости между распыляющим воздухом и частицами жидкости.

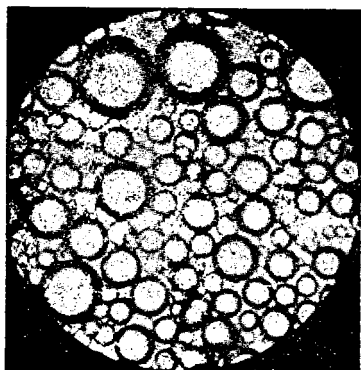
Если объяснение Трибнигга причины распыливания правильно, то струя жидкости, впрыскиваемой в безвоздушное пространство, никогда не должна распылиться, так как давление трения воздуха на струю равно нулю. Это, однако, оказывается невозможным вследствие обусловленного турбулентностью распада струи. Впрочем, это можно легко проверить на применяемой Вольтьеном опытной установке.



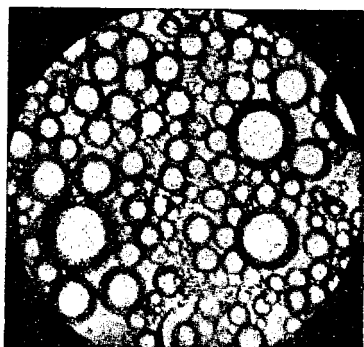
Фиг. 56. Давление впрыскивания
50 атм. $\varnothing = 40 \mu$.



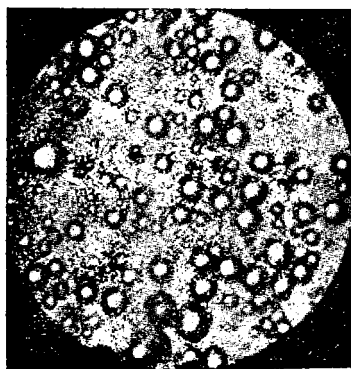
Фиг. 57. Давление впрыскивания
100 атм. $\varnothing = 33,75 \mu$.



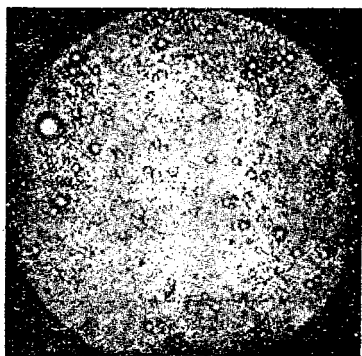
Фиг. 58. Давление впрыскивания
150 атм. $\varnothing = 26,25 \mu$.



Фиг. 59. Давление впрыскивания
200 атм. $\varnothing = 20 \mu$.



Фиг. 60. Давление впрыскивания
300 атм. $\varnothing = 4,37 \mu$.



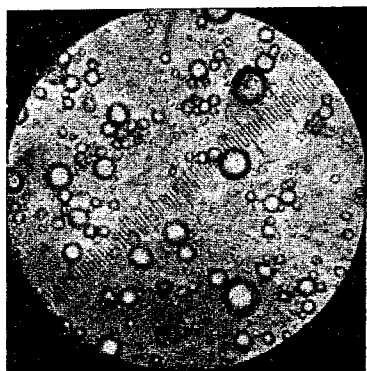
Фиг. 61. Давление впрыскивания
250 атм. $\varnothing = 13,75 \mu$.

часть от спиральных канавок «центробежное ускорение, сообщаемое ему дополнительную скорость истечения».

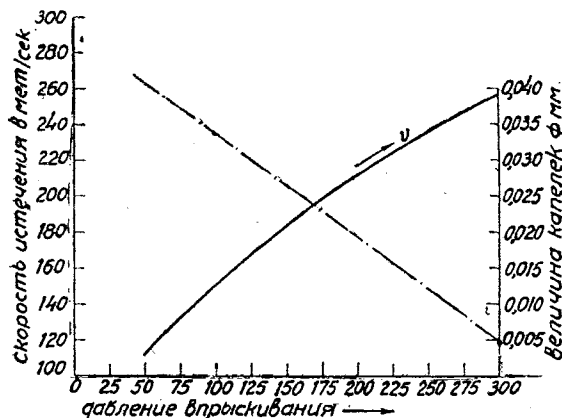
Это представление неправильно, так как для возбуждения дополнительной скорости истечения требуется статическое давление. Распыливающее действие спиральных канавок с большей вероятностью следует искать в том, что вызываемое ими вращательное движение жидкости превращается отчасти в выходном канале на образование водоворотов, отчасти сохраняется и ускоряет разрыв струи. В действительности сильное центробежное ускорение уменьшает выходную скорость струи, как это видно по фиг. 70.

Необходимая только для распыливания впрыскиваемого топлива затрата работы едва ли может быть определена, но исследование процесса впрыскивания, включающего также распыливание, дает следующий приближенный подсчет, выполненный для двигателя Бердмор (фиг. 292) при полной нагрузке и $n=900$.

На процесс впрыскивания идет $0,1 \text{ см}^3$ газа, $\gamma=0,88$, давление впрыскивания—500 атм., продолжительность впрыскивания— 30° угла



Фиг. 62. Давление впрыскивания 150 атм. $\varnothing = 13,75 \mu$. Механическое распыливание рассеивающей форсункой с винтовым распылителем.



Фиг. 63. Изменение величины капелек в зависимости от давления впрыскивания.

поворота кривошипа = $\frac{1}{180}$ сек. Насос подает, следовательно $0,1 \text{ см}^3 \cdot 0,88 = 0,088 \text{ г}$ на высоту в $\frac{500 \cdot 10}{0,88} = 5700 \text{ м}$ и выходящая струя имеет около форсунки запас энергии

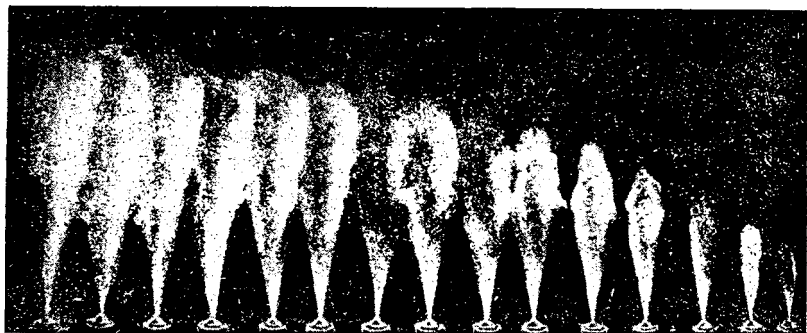
$$\frac{5700 \cdot 0,088}{1000} \approx 0,50 \text{ кг. м.}$$

или $5,0 \text{ кг. м/см}^3$ топлива. Даже при высоком давлении впрыскивания в 500 атм. запас энергии значительно меньше, чем при двигателях с

пневматическим распыливанием (около 6—10 кг/г топлива). Откуда следует, что в бескомпрессорных двигателях дизеля внутреннее смесеобразование, т. е. распределение топлива (по возможности)

по всему пространству камеры сгорания требует значительно большего внимания, почему для этого и применяется соответствующее завихривание воздуха.

Д-р Рим производил опыты над дальностью проникновения распыленной струи¹. Он определял давление топлива на пластинку 110 мм. Топливо впрыскивалось при постоянном давлении в 25, 60 и 116 атм. изб. в камеру, наполненную сжатым воздухом с давлением в 21 атм. Рим нашел, что глубина, до которой проникает струя в сжатом воздухе, при всех давлениях впрыскивания практически одинакова и была не более 30 см. Этот результат понятен, так как более высокое давление впрыскивания обуславливает более тонкое распыливание, следовательно, меньший вес маленьких частиц. Против доказательной силы этих опытов можно было бы возразить тем, что



Фиг. 64. Образование конуса струи при впрыскивании под давлением в 560 атм. в 22 атм. абс.

вследствие сопротивления воздуха капельки сообщают окружающему воздуху движение, ударное действие которого также воспринималось пластинкой.

На американской военной воздухоплавательной испытательной станции Миллер и Бердслей² весьма оригинальным способом исследовали проблему впрыскивания под давлением. Они снимали непрерывно выходящую из сопла струю посредством киноленты с числом снимков 4 000 в секунду. В камере, в которую впрыскивалась струя и имевшей боковые стекла, создавались противодавления от 1 до 22 атм. абс. (азот 20° Ц). Перед одним окном помещался колеблющаяся около другого окна фильма с продолжительностью каждого снимка в 0,000001 сек (следовательно, 4 000 на секунду).

На фиг. 64 показан снимок струи при давлении впрыскивания 560 атм. в среду азота с давлением в 22 атм. абс., на фиг. 65 показаны

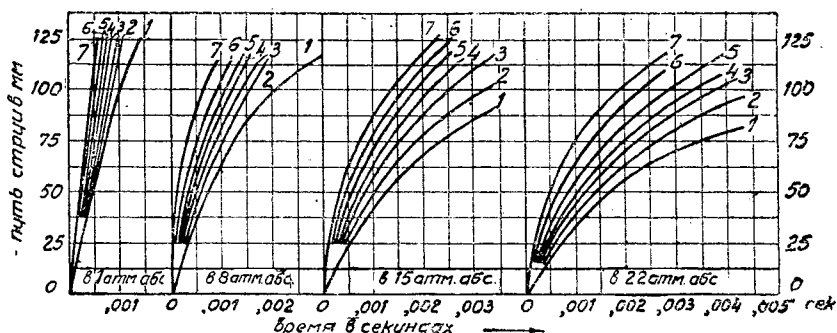
¹ V. D. I., 1924, стр. 645.

² Report 222 of the National Advisory Committee for Aeronautics (1926). Langleyfield.

измеренные дальности проникновения струй в зависимости от давления впрыскивания и противодавления.

Из них следует, что начальная скорость истечения струи из сопла приблизительно пропорциональна корню квадратному из давления впрыскивания, при этом также и до наивысших давлений впрыскивания в 560 атм.

Но исследователи не нашли того, как Рим, что дальность проникновения струи независима от давления впрыскивания. Скорее фотографии показывают, что скорость фронта струи при противодавлении



Фиг. 65. Влияние противодавления и давления впрыскивания на глубину проникновения струи.

(Газоль).

4 давление впрыскивания 350 атм.

1—давление впрыскивания 140 атм.

5 » » 420 »

2 » » 210 »

6 » » 490 »

3 » » 280 »

7 » » 560 »

в 22 атм. абс. после 0,003 сек. опускалась при всех давлениях до одинакового значения в 15 м/сек. Но за это время фронт струи при давлении впрыскивания в 560 атм. удалялся на 125 мм от устья сопла, в то время как при давлении впрыскивания в 140 атм.—только на 75 мм.

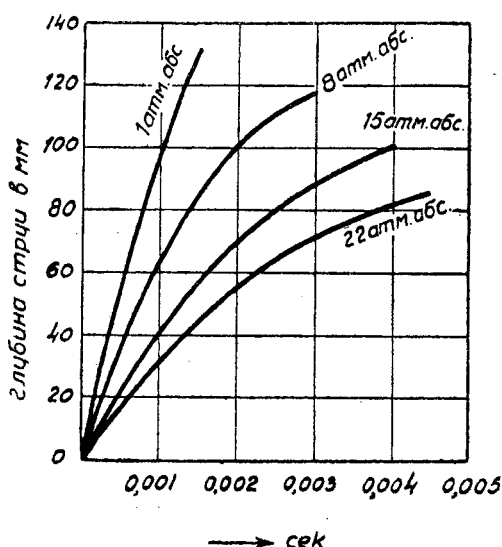
При противодавлении в 1,5 атм. абс. в камере все длины струй не могли быть сфотографированы, но кривые при давлении впрыскивания в 140 атм. оканчивались на глубине в 88 мм, в то время как при 560 атм. свыше 150 мм.

Отсюда следует, что, если начался разрыв струи, то замедление движения фронта струи пропорционально 15 степени по скорости.

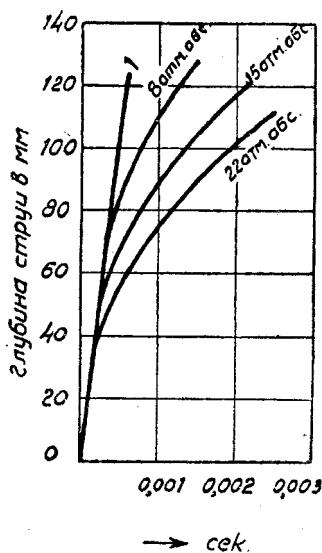
Из наблюдаемых соотношений между начальной скоростью и давлением впрыскивания следует, что наибольшая глубина проникновения струи возрастает с давлением впрыскивания до наибольшего значения, но при дальнейшем возрастании давления впрыскивания опять уменьшается, — достойный внимания результат особенно потому, что из опытов с двигателями дизеля известно, что определен-

ному наивыгоднейшему давлению впрыскивания соответствует наименьший расход топлива¹.

Другое интересное следствие этих снимков то, что скорость струи при давлении впрыскивания 140 атм., начиная от устья сопла, равномерно уменьшется, причем это торможение при 140 атм. в 8 атм. абс.



Фиг. 66а. Влияние противодавления на глубину проникновения струи при давлении впрыскивания 140 атм.



Фиг. 66б. Влияние противодавления на глубину струи при 560 атм. давлении впрыскивания.

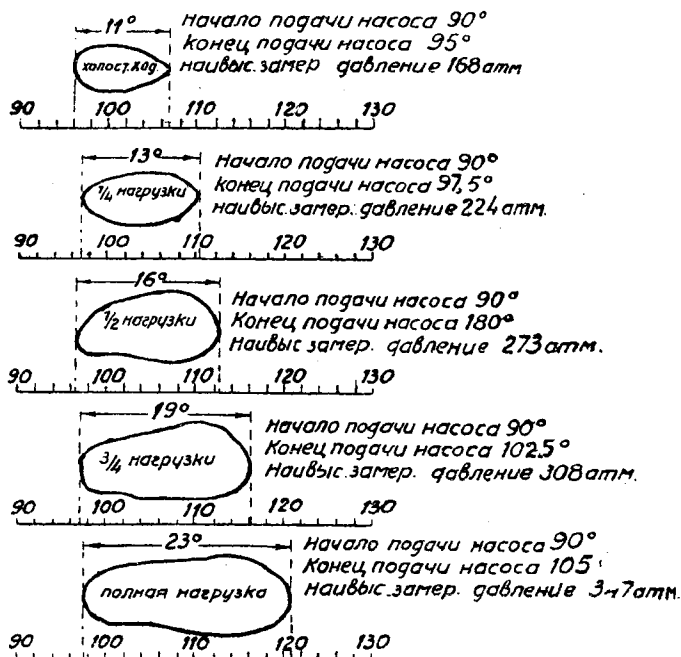
противодавления (5,7% давления впрыскивания) происходит почти так же постепенно, как при 560 атм. в противодавление в 22 атм. абс. (3,9% давления впрыскивания).

В то время как скорость струи (противодавление 22 атм. абс.) при давлении впрыскивания 140 атм. уменьшается в зависимости от времени по некоторой показательной функции, падение скорости

¹ Предположение это является теоретическим и опытами не было подтверждено; вероятно такая точка перегиба при определенных соотношениях массы частиц и скорости их может быть. Однако необходимо отметить, что Миллером и Бердслеем, а также Ф. Зассом в его опытах по распыливанию, поставленных у А. Е. Г., не было замечено уменьшения дальности проникновения с увеличением давления. Наоборот, Засс подчеркивает, что с увеличением давления сила проникновения возрастает даже и при наибольших давлениях. Но и в опытах Засса было получено, что наивыгоднейшему расходу топлива соответствует определенное давление распыливания. Объяснения этому явлению Засс не дает. Проф. Швейцер в своем докладе, опубликованном в „Oil and Gas Power“ сент.—дек. 1930 г., подвергая разбору опыты Миллера и Бердслея, указывает, что если перестроить данные ими кривые по скорости (ордината) и дальности проникновения (абсцисса), то получатся кривые почти все сходящиеся в одной точке на оси абсцисс, что, как указывает Швейцер, совпадает с результатами опытов его и Рима. (Прим. ред.).

(торможение) при давлении впрыскивания в 560 атм. протекает вначале медленно и прямолинейно, но когда скорость струи уменьшится до некоторого определенного значения, тогда она начинает очень быстро падать.

Затем при более высоком давлении впрыскивания и больших скоростях истечения струя сперва лучше сохраняется, но затем довольно внезапно разрывается, и оказывается, что это имеет место при всех противодавлениях. Эти опыты, однако, непосредственно не прило-



Фиг. 67. Замедление впрыскивания, замеренное улавливанием струи на вращающийся диск.¹⁾

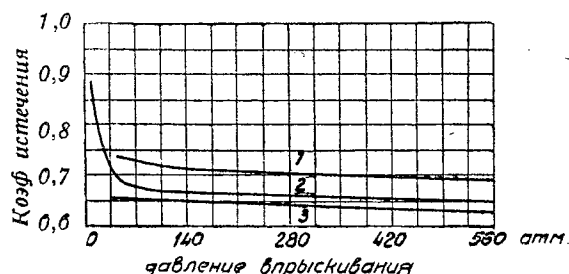
жимы к двигателю дизеля, так как коэффициент трения воздуха возрастает с температурой, в то время как Миллер и Бердслей работали со сжатым азотом при 20° Ц. Также при начале горения сопротивление капельки топлива возрастает из-за образующейся от продуктов сгорания газовой оболочки. Все же применение этих исследований в отношении быстроходных двигателей очень интересно. Так, при $p_c = 14$ атм. изб. скорость струи при 560 атм. падает до 24 м/сек, после пути в 125 мм и 0,0025 сек (температура 20° Ц), при двигателе с $n = 1000$, следовательно, за угол поворота кривошипа в 15° фронт струи проник бы не на 125 мм, но может быть на 75—100 мм глубиной в пространстве сгорания, после следующих 5° поворота кривошипа еще только на 10 мм. Продолжение этих исследований Миллера и

¹⁾ В надписи у третьего рисунка (1/2 нагрузки) следует читать „конец подачи насоса 100°“.

Бердслей в Ланглей-фильде описаны Ф. Иохимом¹, но они до сих пор не привели к ожидаемым результатам, именно созданию приемлемого двигателя дизеля, если не для самолета, то хотя бы для дирижабля.

Были проделаны опыты при давлениях впрыскивания до 700 атм. и противодавлении до 70 атм. (азот) в камере распыливания. Опытный аппарат был подобен таковому Миллера и Бердслея. 25 конденсаторов высокого напряжения разряжались с частотой в 4 000—5 000 в секунду перед рефлектором, бросавшим свет через окно камеры впрыскивания на фильм. В тот момент, когда насос выгонял струю из форсунки, автоматически начиналась электрическая разрядка.

Были исследованы насосы, замедление впрыскивания, коэффициент истечения из отверстий сопла, влияние угла наклона спиральных канавок на распылителях рассеивающих форсунок на образование струи и дальность ее проникновения, влияние давления впрыскивания и противодавления на глубину струи.



Фиг. 68. Влияние давления впрыскивания на коэффициент истечения.

Кривая 1—со. ло 0,38 \times 1,26.

» 8— » 0,50 \times 1,5.

» 3— » 0,64 \times 1,5.

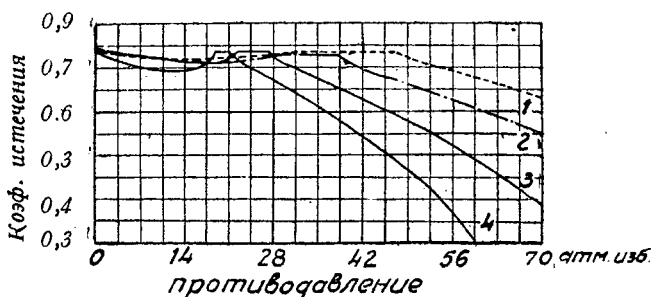
Замедление впрыскивания определялось тем, что топливо впрыскивалось на вращающийся диск, находящийся на расстоянии в 18 мм перед отверстием форсунки. Фиг. 67 показывает покрытые частицами топлива поверхности при различных нагрузках.

На фиг. 68 показан коэффициент истечения трех форсунок, из них две имеющих одинаковой длины канал, но различных диаметров. Оказалось, что отношение измеренной к вычисленной скорости истечения первоначально уменьшается с возрастающим давлением очень сильно, но затем очень незначительно. Кривые отмечают далее на первый взгляд странное обстоятельство, что коэффициент истечения сопел малого диаметра больше, чем таковой же больших. Но это будет более легко понятным, если принять во внимание, что отношение длины сопла к диаметру, т. е. относительная длина канала, уменьшается. Оба явления могут быть объяснены возрастающей турбулентностью в вытекающей струе жидкости.

Напротив, влиянием противодавления на коэффициенты истечения при встречающихся в двигателях соотношениях можно пренебречь, как показывает фиг. 69.

¹ Research on Oil-Injection Engines for Aircraft, Mechanical Engineering Nov. 1926 г.

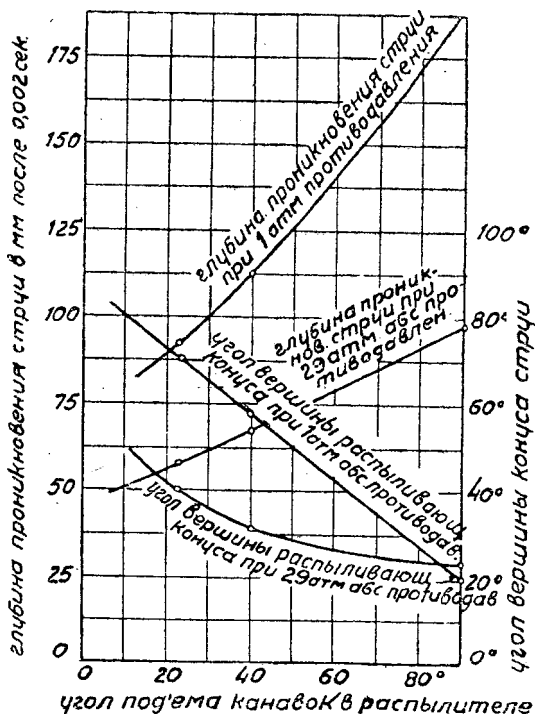
Скашивание входной кромки отверстия форсунки имеет очень значительное влияние на турбулентность в струе жидкости, как уже



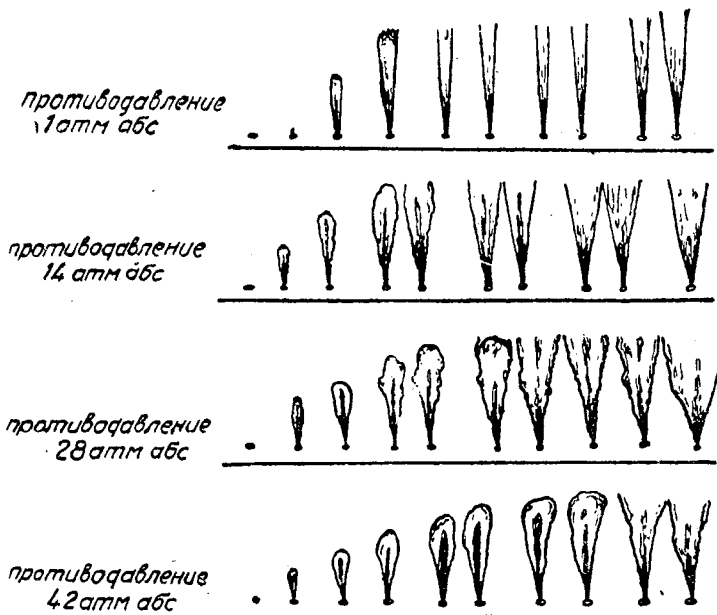
Фиг. 69. Влияние противодействия на коэффициент истечения. Кривая 1 — давление впрыскивания 144 атм., кривая 2 — давление впрыскивания 115 атм., кривая 3 — давление впрыскивания 88 атм., кривая 4 — давление впрыскивания 70 атм. Диаметр сопла 0,5 мм; газсоль.

было упомянуто. Скашивание входных кромок повышает коэффициент истечения уже в карбюраторных жиклерах очень значительно, а во впрыскивающих каналах форсунок для распыливания при высоком давлении вообще является целесообразным, так как острые кромки не раззенкованного отверстия при работе скругляются большими скоростями топлива, отчего ухудшается распыливание (вследствие увеличения коэффициента расхода).

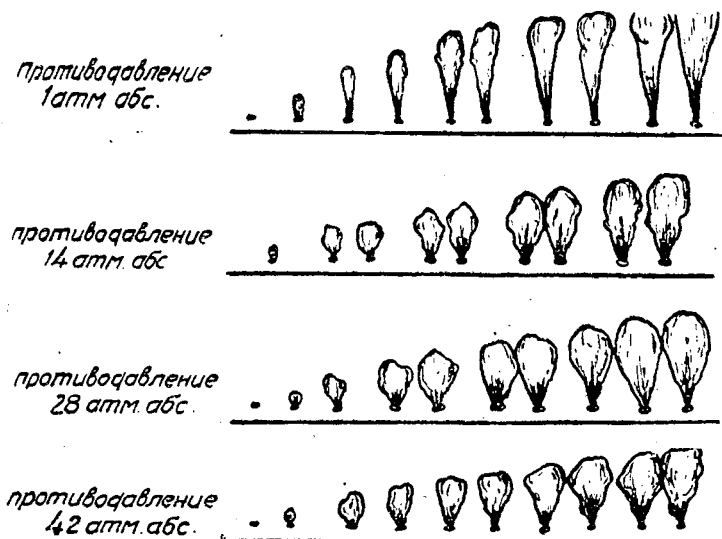
Влияние угла наклона канавок на цилиндрических или конусообразных распылителях у так называемых рассеивающих или завихрывающих форсунок показано на фиг. 70. Чем меньше угол наклона спиральных канавок, тем сильнее вращательное движение в сопле форсунки. Это расширяет струю по выходе ее из сопла и,



Фиг. 70. Влияние угла подъема канавок в распылителе завихрывающего сопла на глубину проникновения струи при различных противодействиях.



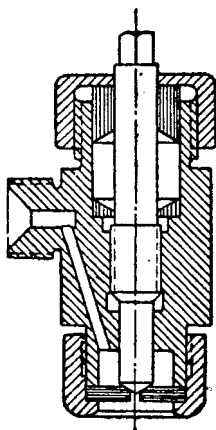
Фиг. 71. Влияние противодавления на форму струи. Одноочковое сопло 0,55. Давление впрыскивания 560 атм. (зарисовано по фотографии).



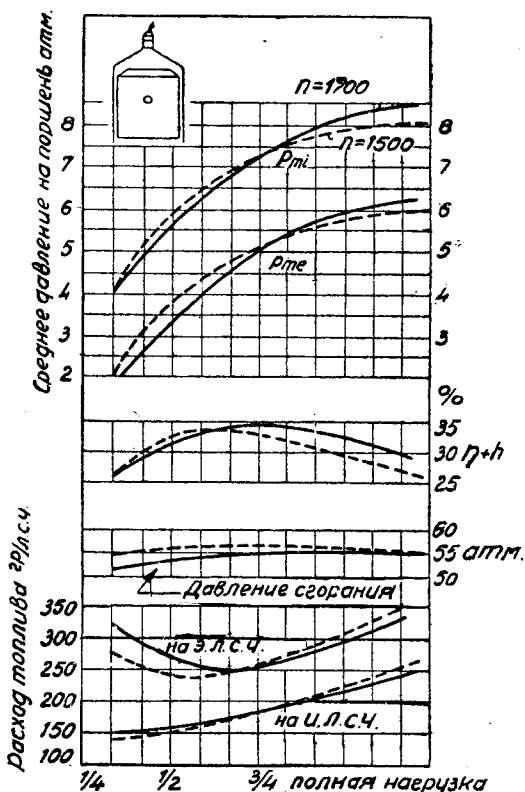
Фиг. 72. Влияние противодавления на форму струи. Рассеивающее сопло (винтовой распылитель) 1Ø; давление впрыскивания 560 атм. (зарисовано по фотографии).

следовательно, благоприятствует ее разрыву. Замечательно, что конус распыливания при противодавлении в 29 атм. абс. меньше, чем при таковом в 1 атм. абс., что, впрочем, противоречит показанной на фиг. 72 фотографии струи топлива, выходящей из рассеивающего сопла. Так как отверстия исследованных форсунок были различны ($\varnothing 0,56$ и $\varnothing 1$) и, к сожалению, отсутствуют данные относительно формы сопла, то может быть, можно найти объяснение для этого в различности сопел (может быть, также спутаны кривые).

На фиг. 71 показано влияние противодавления на образование струи гладким соплом $0,55\varnothing$ при давлении впрыскивания в 560 атм., на фиг. 72—оригинальные снимки струи форсунки $1\text{ мм}\varnothing$ с распылителем при давлении впрыскивания 560 атм. Также и здесь досадное отсутствие точных данных о форме форсунки. На фиг. 73 показана исследованная форсунка с неподвижной иглой, но пружинящим наконечником, состоящим из тонких стальных пластинок, к которым прижат конец иглы. Эта



Фиг. 73. Форсунка с неподвижной иглой, но пружинящим гнездом иглы.



Фиг. 74. Результаты опытов со струйным распыливанием на авиомоторе Либерти.

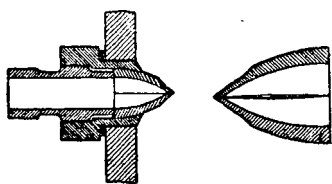
форсунка благодаря ее малым инерционным силам может лучше следовать быстрым и коротким толчкам давлений топлива в быстроходных двигателях, чем форсунка с иглой, нагруженной пружиной. Были проделаны опыты с цилиндром Либерти, к которому была изготовлена только другая головка, согласно эскизу на фиг. 74.

Конусообразный насадок на поршне плотно подходит к головке для создания вихревых движений в пространстве сгорания.

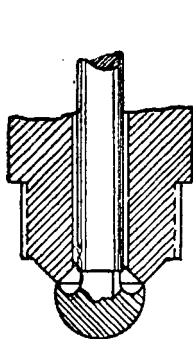
Результаты опытов показаны на фиг. 74, причем под полной нагрузкой понимался избыток воздуха только в 15%; механический коэффициент полезного действия упал до 61%. Если даже предположить, что при многоцилиндровом двигателе он слегка увеличился бы, то все же исключена возможность даже приблизительного достижения им такового у двигателя Либерти (около 86%). Наивысшие давления составляли 56 атм. против 28—30 для авиадвигателя с бензиновым карбюратором и электрическим зажиганием.

Конструктивные соображения, аналогичные положенным в основу американской опытной форсунки (фиг. 73), применены к губчатой форсунке Хава (фиг. 75), от которой, однако, отказались. Вероятно, стальные губки теряли свою прочность и упругость при высоких температурах пространства сгорания, а наличие большого количества топлива в форсунке не представляет никакого преимущества, так как оно прежде всего из-за сильного нагревания будет склонно к парообразованию, нарушая процесс впрыскивания.

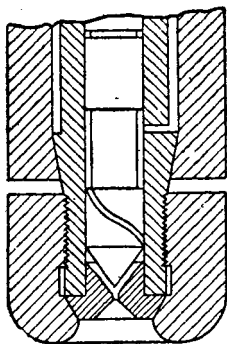
Более ранняя форсунка Мак-Кехни (Виккерс)—пионера бескомпрессорных двигателей дизеля—показана на фиг. 76. Ясно видно



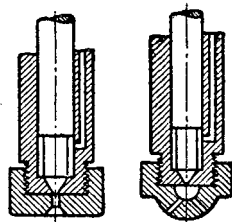
Фиг. 75. Губчатая форсунка Ганноверского вагонного завода.



Фиг. 76. Форсунка Мак-Кехни.



Фиг. 77. Форсунка Кнудсена с винтовой нарезкой на форсуночной игле.



Фиг. 78. Закрытая одно-и многоочковая форсунка.

стремление к распределению выходящего в виде плоского веера топлива по всему пространству сгорания. Распыливание очень мелко благодаря очень малой длине канала (вернее кольцевого зазора между кромками); нижняя и верхняя острые кромки плотно прижаты друг к другу пружиной иглы форсунки.

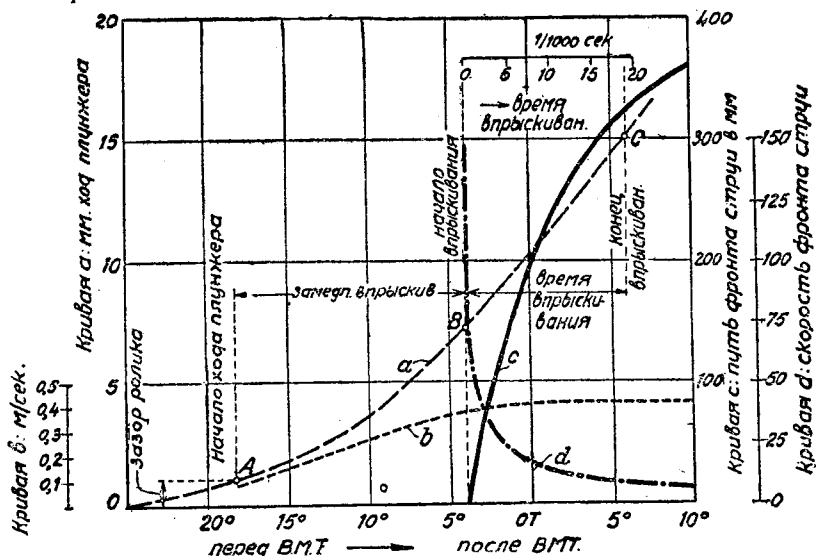
Очень интересна форсунка Тартрэ-Пежо (фиг. 245), подобная Мак-Кехни, но в которой сильная турбулентность вызывается располо-

женной перед выходным отверстием распыливающей спиралью. Нижний кольцевой конусный запечник должен, вероятно, давать известное направление выходящему топливному вееру, сомнительному в форсунке Мак-Кехни.

Форсуночная игла американского двигателя дизеля Кнудсена (двухтактный U-образный, с двойным поршнем) также имеет крутую спираль (фиг. 77).

На основании опытов оказалось, что насадки у иглонок некоторых форсунок препятствуют быстрому распадению струи, следовательно, повышают дальность ее проникновения (Бенц, Акро-Бош и т. д.).

Возможно, что при этом распыливание становится грубее, так что большая дальность проникновения, может быть, окупается большим замедлением воспламенения и более продолжительным ухудшенным сгоранием.



Фиг. 79. Процесс впрыскивания двигателя дизеля фирмы АЕГ. Кривая *a* — ход плунжера в мм; кривая *b* — скорость плунжера; кривая *c* — длина струи топлива; *d* — скорость топлива (фронта струи). (По опыту д-ра Засса; см. *Romberg, Werft, Reederei, Hafen* 22/XI 1928 г.).

Возможно ли соединить преимущества тонкого распыливания с дальностью проникновения, получаемой от удлинения иглы за ее гнездо, покажут более точные опыты.

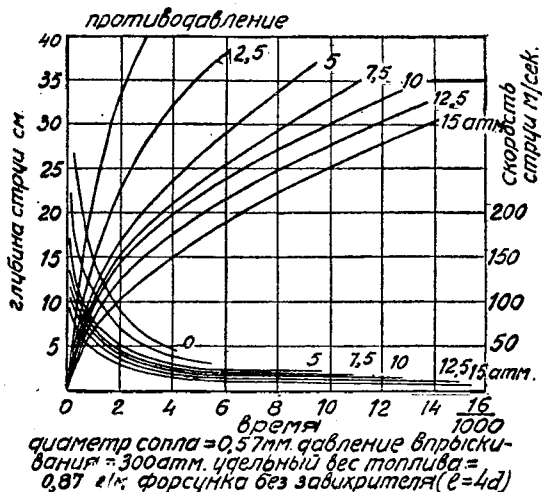
Соединение опытных устройств Миллера и Бердслея и очень приемлемого метода к определению величины капель Вольтьеана могло бы принести очень ценные данные о процессе распыливания. Предполагая, что экспериментатор достаточно ясно представляет себе влияние отдельных факторов, он определяет сперва влияние каждого в отдельности и затем в их комбинации.

Опыты, совершенно подобные опытам Миллера и Бердслея, предприняла также фирма АЕГ. перед проектированием своего двухтакт-

ного двойного действия судового двигателя дизеля в 4 500 э.л.с. $n=90$ и диаметр цилиндра 700 мм, чтобы получить представление о процессе впрыскивания топлива ¹.

На фиг. 79 кривая представляет развернутую форму кулачка насоса и одновременно кривую центров ролика, а также кривую подъема плунжера. Очень большое замедление впрыскивания в 14° угла поворота кривошипа обосновано сжатием топлива в трубопроводе длиной более 4 м. Самый процесс впрыскивания продолжался не более $\frac{20}{1000} = \frac{1}{50}$ сек.

Кривые *b* и *d* получены кинематографированием струи топлива, причем они относятся только к негорящей струе в сжатом азоте. Скорость и дальность полета горячей струи в пространстве сгорания двигателя будут на основании вышесказанного меньше. На фиг. 80 показано влияние противодавления на дальность проникновения струи топлива, то же что дали опыты Миллера и Бердслея.



Фиг. 80. Влияние противодавления на глубину проникновения струи топлива (По опыт. д-ра Засса VDI 1928 г., стр. 1283).

новения струи топлива, а именно пути струи составляли только около 60% таковых закрытой форсунки.

В 1921 г. были начаты опыты в Фарнборо в Англии по предложению британского правительства, имеющие конечной целью конструирование авиационного двигателя дизеля для самолетов и дирижаблей ².

Опытным двигателем служил цилиндр с водяным охлаждением, переменной степенью сжатия, диаметр 120,3 мм и ход 280 мм. Его коэффициент подачи составлял 86% при нормальном числе оборотов $n=1\ 000$ и 83% при наивысшем числе оборотов $n=1\ 200$.

На фиг. 81 показаны вогнутый поршень и головка двигателя; топливный насос приводится от кулачка распределительного вала.

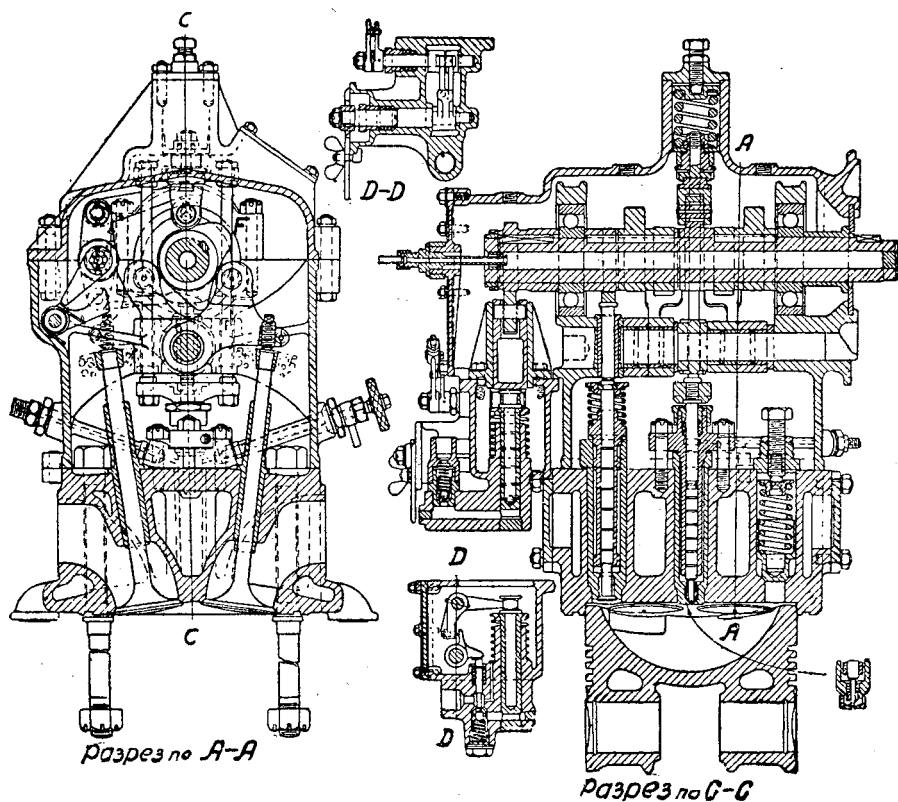
Применявшаяся система подачи топлива показана схематично на фиг. 82. Подаваемое количество регулируется всасывающим клапа-

¹ V. D. I. 1928, стр. 1282.

² The journal of the royal aeronautical society. Juli. 1928.

ном; топливо нагнетается насосом в аккумулятор, откуда через принудительно управляемую закрытую форсунку в цилиндр. Эти английские опыты потому достойны внимания, что были проведены достаточно систематично.

Топливом во всех опытах служило сланцевое масло $\gamma=0,86$.



Фиг. 81. Головка цилиндра и поршень английского опытного цилиндра 203 $\varnothing \times 280$.

К началу опытов в 1921 г. считали число оборотов $n=600$, как высший предел, и верили, что лучше всего можно распределить топливо по пространству сгорания посредством рассеивающей форсунки. Вначале применявшаяся форсунка показана на фиг. 83. Перед выходным отверстием игла окружена вставкой, на нижней поверхности которой выбраны тангенциальные шлицы, по которым должно было проходить топливо, причем в нем при выходе возбуждалась сильная турбулентность. Было испробовано много таких вставок с тангенциальными шлицами прямоугольного и квадратного сечения со сторонами в 0,2, 0,254, 0,3 и 0,36 мм.

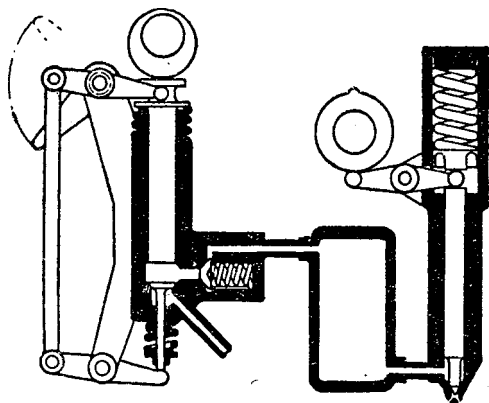
Результаты опытов были плачевными, как то следует из таблицы 3, содержащей результаты, полученные со шлицами в 0,254 мм.

ТАБЛИЦА 3

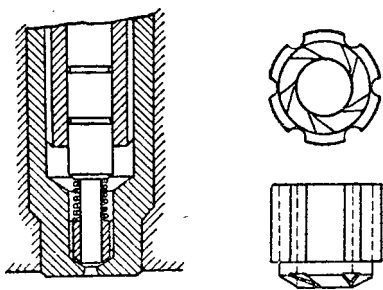
n	p _e при		г/э. с. ч. при		Давление впрыскив. атм.
	p _z =45,5 атм.	p _z =49 атм.	p _z =45,5 атм.	p _z =49 атм.	
600	5,1	5,6	290	267	140
1 000	4,67	5	340	295	234

Неудача объяснялась недостаточной силой проникновения струи, отчего топливо оставалось главным образом около сопла, а внутреннее смесеобразование было плохим, несмотря на относительно малое пространство сгорания.

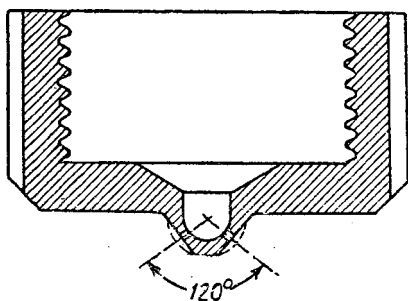
Поэтому перешли к другой конструкции форсунки, а именно расположили гнездо иглы в маленьком полушаре, из которого в пространство сгорания вело много тонких отверстий (фиг. 84). Эта конструкция сразу дала лучший результат. С соплом, имевшим 5 выходных отверстий диаметром 0,367 мм и об-



Фиг. 82. Система впрыскивания с аккумулятором английского опытного цилиндра.



Фиг. 83. Рассеивающая форсунка английского опытного цилиндра.



Фиг. 84. Закрытое 5-очковое сопло английского опытного цилиндра.

разующим конус с углом при вершине 120°, было достигнуто $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ при $n=1\,000$ и расходе топлива 205 г/э.с.ч., причем высшее давление в цилиндре не было больше 45,5 атм. В последствии были проделаны опыты при $n=800$.

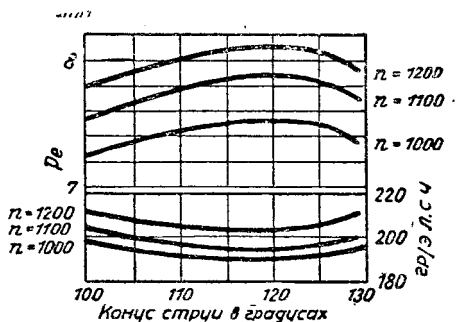
Сверления в соплах изготавливались следующим образом: сперва полусферовое гнездо иглы obtачивалось изнутри и снаружи до точно одинаковой толщины стенок, затем просверливались часовым сверлом выходные отверстия, после чего они развертывались до точного диаметра. Потом поверхности с внешней стороны отверстия подпиливались, чем достигалась точная длина отверстий. Подаваемое количество каждой отдельным отверстием (соплом) проверялось количеством бензина, вытекавшим в течение 1 минуты под давлением в 4 атм., чем и калибровались сопла на совершенно одинаковую подачу.

Конус струй с углом при вершине в 120° дал наилучшие результаты (фиг. 85). При этом объем воздуха, находящийся внутри этой конической поверхности струй, составляет около половины объема воздуха, находящегося снаружи поверхности конуса (поршень в в. м. т.) На фиг. 86 показано влияние разницы в диаметрах сопловых отверстий для наконечников с 4, 5 и 6 отверстиями. Все четырехочковые сопла дали приблизительно одинаковые результаты, из чего можно заключить, что большие отверстия дали лучшее распределение топлива по пространству сгорания, чем компенсировалось более грубое распыливание.

Наилучшим пятиочковым соплом было то, которое имело наименьший диаметр отверстий; распыливание, дальность проникновения и внутреннее смесеобразование достигли своего лучшего значения. Каждое увеличение сопловых отверстий дает более быстрое распадение струй с более худшими результатами работы, вероятно, из-за более грубого распыливания.

Наилучшим шестиочковым соплом было сопло с расходом бензина в $280 \text{ см}^3/\text{мин}^1$, каждое увеличение или уменьшение сопловых отверстий ухудшало результаты испытаний. При этом оказалось, что диаметр отверстия приблизительно в 0,367 мм равен по результатам таковым же пятиочкового сопла. Принимая во внимание вышеупомянутые результаты с четырехочковым соплом, можно заключить, что меньшие отверстия дают более тонкое распыливание с уменьшенной дальностью проникновения, большие отверстия, напротив, большую дальность проникновения; но более грубое распыливание.

Для подтверждения этого предположения были изготовлены пятиочковые сопла с отверстиями в 0,41 и 0,46 мм диаметром и длинами 0,5, 0,76 и 1,1 мм, в то время как все предыдущие отверстия были

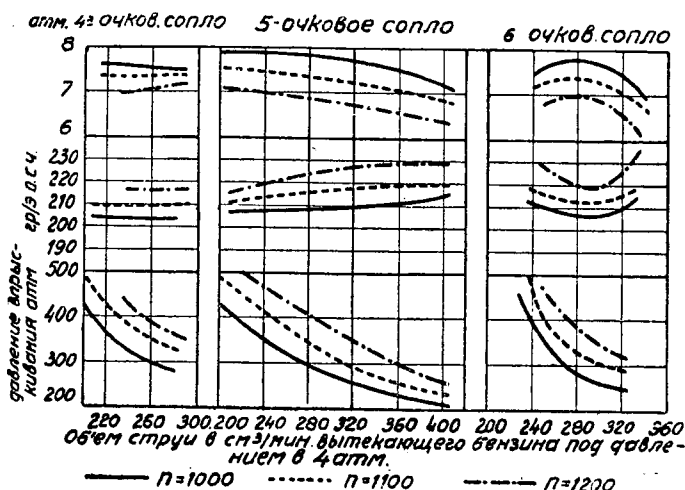


Фиг. 85. Зависимость среднего эффективного давления и расхода топлива от конуса распыливания 5-очкового сопла.

¹ Имеется в виду бензин, израсходованный при калибровке. (Прим. ред.).

длиной только 0,5 мм. Этим хотели предупредить слишком быстрое распадение струи.

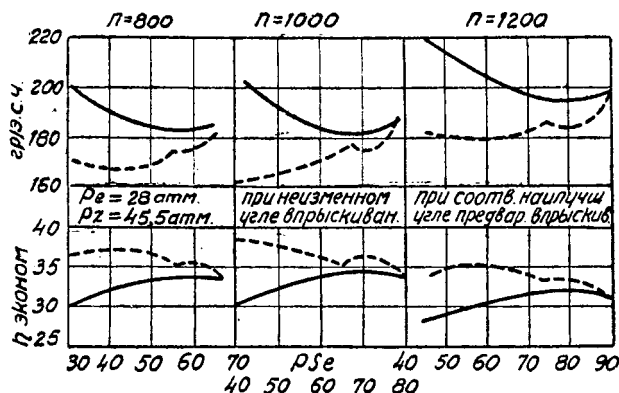
Сопло с отверстием 0,41 мм дало лучшие результаты при длине отверстий 0,76 мм, отверстия 0,46 мм дали подобные хорошие резуль-



Фиг. 86. Влияние числа и диаметра сопловых отверстий на расход топлива и сред. эф. давление.

таты при длинах 0,76 и 1,1 мм, напротив, менее хорошие при длине 0,5 мм, откуда следует, что внутреннее смесеобразование улучшается более длительным сохранением струи.

Наилучшие результаты, однако, дали пяти- и шестиочковые сопла с отверстиями 0,367 мм и длиной 0,5 мм.



Фиг. 87. Влияние угла предварения впрыскивания на расход топлива.

(Также в других опытах со струйным распыливанием наилучшие результаты дали те сопла, у которых длины выходных отверстий в 1,7—2 раза больше их диаметра; конечно, необходимое выполнени-

струи зависит полностью от формы пространства сгорания. При этом, кажется, будет проще и целесообразнее проектировать пространство сгорания к экспериментально найденной лучшей струе топлива, чем подгонять струю топлива к заранее выбранному пространству сгорания).

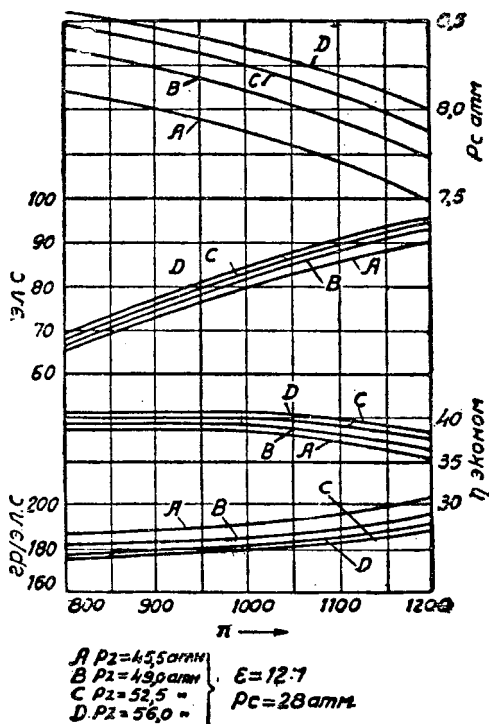
Были исследованы степени сжатия в 10,5, 11, 11,5 и 12; наилучшие результаты показала $\epsilon=11,5$, но все же $\epsilon=12$, пожалуй, более следует рекомендовать из-за более легкого пуска в ход при холодной погоде.

На фиг. 87 показаны результаты опытов с показавшим лучшие результаты пятичковым соплом диаметром 0,367 мм при длине 0,5 мм и углом конуса струй 120° , $\epsilon=11,5$ и 12. Как показывает фиг. 88, результаты при наивысшем давлении сгорания $p_s=56$ атм. $\epsilon=11,5$ и 12 угле предварения впрыскивания $19,5^\circ$ при $n=800$ и 17° при $n=1\ 200$ лучше, чем при $p_s=45$ атм. $\epsilon=11,5-12$, угле предварения впрыскивания 13° при $n=800$ и $10,5^\circ$ при $n=1\ 200$. Избыток воздуха составлял во всех случаях 30%.

Интересно сравнение: опытный цилиндр дал как двигатель дизеля $p_s=8,4$ кг при $n=1\ 000$ и около 182 г/э.с.ч.; как карбюраторный двигатель на легком топливе он давал ранее $p_s=9,38$ кг при $n=1\ 000$ и около 227 г/э.с.ч. Следовательно, при переходе на процесс Дизеля с газолем мощность упала на 10,5%, расход топлива—приблизительно на 17,5%.

Это очень выгодное для двигателя дизеля сравнение сильно играет благодаря большому весу двигателя. Вес этот получается конструктивно из-за необходимости иметь более прочный шатунный механизм благодаря давлениям вспышки, которые при 56 атм. составляют величину вдвое большую, чем у авиадвигателя с умеренной степенью сжатия. При установке на самолет сюда присоединяется необходимость иметь более жесткий фундамент из-за резкого неспокойного хода двигателя.

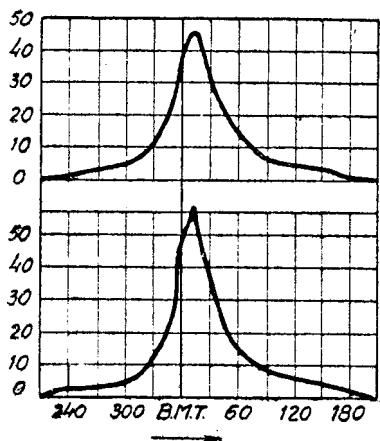
Следовательно, экономия в весе при работе по процессу дизеля проявляется только при длительных полетах (фиг. 326). Однако при



Фиг. 88.

в всяких условиях остается преимущество—это сильное уменьшение пожарной опасности и прямая экономия в стоимости топлива из-за дешевизны газа.

На фиг. 90 показана зависимость (чрезвычайно высокого) термического коэффициента полезного действия от избытка воздуха и наивысшего давления сгорания. Конечно, не высота давления вспышки



Фиг. 89. Смещенная индикаторная диаграмма при $n=1000$.

Верхняя—угол предварения впрыскивания 11° , $p_{max}=45$ атм.

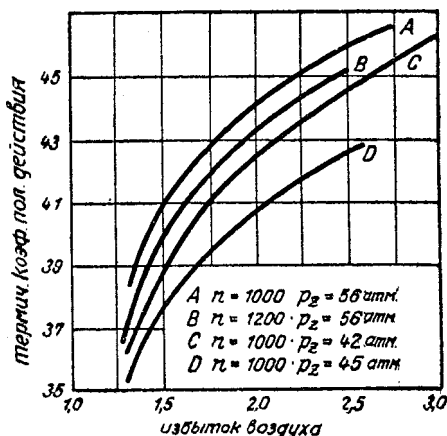
Нижняя—угол предварения впрыскивания $17,5^\circ$, $p_{max}=56$ атм.

является самой по себе причиной хорошего η_t , но это является только доказательством того, что большая часть сгорания совершается при приблизительно постоянном объеме из-за большого угла предварения впрыскивания (см. также фиг. 28).

Подача топлива

Не следует, однако, предполагать, что с выявлением процесса распыливания без остатка разрешается пролема быстроходного автодвигателя дизеля; это только одна проблема. Другая, пожалуй, еще более сложная проблема заключается в топливном насосе и топливопроводе к нему, а далее во внутреннем смесеобразовании. Под этим понимают распределение возможно мелких частиц топлива по всему заряду воздуха и их быстрое и полное сгорание, возможно большее использование всего заряда воздуха для достижения возможно высокого среднего эффективного давления.

Это требует или пригонки пространства сгорания к форме выходящих из форсунки струй топлива (напр., Тартре Пежо, Гельд, Билефельд, Гильдебранд) или, наоборот, пригонки струй топлива к пространству сгорания. Чаще всего применяем последний путь. А это



Фиг. 90. Зависимость η_t от избытка воздуха и давления конца сгорания (угла предварения впрыскивания).

вызывает необходимость применения или центрально расположенного многоочкового сопла (Бердмор), распределяющее действие которого при больших диаметрах цилиндра поддерживается планомерным завихриванием воздуха (вызываемым, напр., заширмленным впускным клапаном Крупп, АЕГ, Гессельман), или топливо впрыскивается через форсунки, расположенные сбоку пространства сгорания, а воздуху сообщается вращательное движение при продувке или засасывании (Юнкерс, Гава, Дорнер, Ман).

Можно различать два способа подачи топлива насосом:

1) когда одновременно с нагнетанием происходит и процесс впрыскивания (через форсунку) в камеру сгорания, в этом случае время впрыскивания совпадает со временем подачи топлива насосом;

2) когда эти процессы разделены, сначала насос нагнетает топливо в аккумулятор, а затем уже в известное время производится впрыскивание.

Последний способ осуществляется в двух вариантах:

а) насос подает строго отмеренное, соответственно нагрузке, количество топлива в аккумулятор;

б) насос подает в аккумулятор всегда больше, чем требуемое, наибольшее количество топлива; причем аккумулятор снабжен перепускным клапаном или чем-нибудь подобным; впрыскиваемое топливо при этом отмеряется принудительно открываемой форсункой.

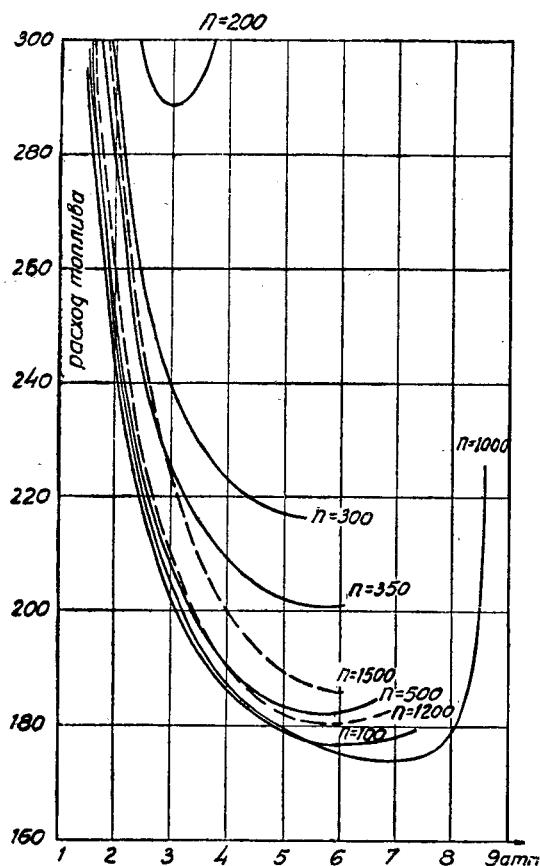
От топливных органов требуется, чтобы давление впрыскивания было независимо от числа оборотов и нагрузки, т. е. от впрыскиваемого количества, чтобы постоянно было обеспечено хорошее распыливание, следовательно, хорошее сгорание. В автодвигателях, у которых требуется изменение крутящего момента от холостого хода до полной нагрузки в больших пределах чисел оборотов, это требование осуществляется только приблизительно. При осуществлении подачи топлива согласно первому способу количество топлива регулируется перепуском. Насос, следовательно, подает за каждый свой ход значительно больше топлива, чем то необходимо даже для наибольшей подачи, и качает избыточное топливо обратно во всасывающий трубопровод (или через специальный трубопровод в расходный бак).

В этом случае действительный ход нагнетания ограничен наибольшей скоростью плунжера, а подача резко связана временем. В то время как начало подачи вообще неизменно и только в быстроходных автодвигателях дизеля изменяется с изменением числа оборотов, отчего происходит более позднее или раннее начало впрыскивания и двигатель работает спокойнее (соответственно более позднему или раннему зажиганию в двигателях легкого топлива), конец подачи переменен, смотря по нагрузке.

Осуществляется это, как сказано, перепуском, при этом очень важно быстрое открытие перепускных клапанов, т. е. быстрая разгрузка трубопровода от давления. Быстрая разгрузка от давления очень важна, особенно при открытых форсунках, так как необходимо избегать вредного подкапывания. Благодаря же подкапыванию образуется постоянно увеличивающееся отложение кокса у выходного от-

верстия форсунки, изменяющее направление струи, отчего значительные количества топлива попадают на холодные стенки, где они не только не полностью, но даже совсем не сгорают. Выхлоп дымен, а цилиндры загрязняются.

Так как при открытой форсунке (т. е. при форсунке, внутреннее пространство которой постоянно сообщено с пространством сгорания)



Фиг. 91. Расход топлива автодизелем Юнкерса в зависимости от среднего эффективного давления при различных числах оборотов (по проф. Негелю).

преимущество открытых форсунок,—их непревзойденная простота имеет, как видно, значительный недостаток.

В автодвигателе дизеля фирмы Юнкерс (фиг. 250), напротив, отказались, несмотря на открытую форсунку, от выключения другого

сечение сопла неизменно, то, относя расчет к определенному углу впрыскивания топлива насосом, получим, что при понижении числа оборотов, напр., до одной трети, время впрыскивания утраивается¹. Скорость в отверстии сопла падает до одной трети, а давление впрыскивания—до одной девятой, т. е. распыливание будет совершенно недостаточным, а сгорание плохим. Если же выбрать давление впрыскивания настолько высоким, чтобы оно было достаточным даже при наименьшем встречающемся в практике числе оборотов, то для наивысшего числа оборотов оно будет недопустимо высоким.

Поэтому МАН в своих автодвигателях дизеля с открытыми форсунками устраняет этот недостаток выключением отдельных цилиндров. При этом работающие цилиндры при падающих нагрузке и числе оборотов получают большую подачу. Большое

¹ От автодвигателей требуется, чтобы внутри определенного числа оборотов регулируемость была в пределах 4, 6-кратного наименьшего числа оборотов.

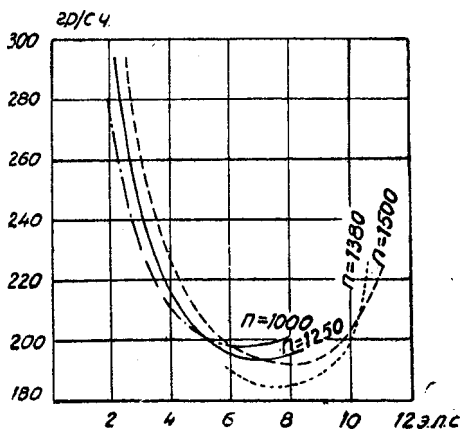
цилиндра при частичной нагрузке (фиг. 94), так как сотрудник проф. Юнкера д-р Мадер считает, что насос, без сомнения, сможет дать давления в 700 атм.¹ Вероятно, этот двигатель на более высоких оборотах работает еще при более высоких давлениях в насосе.

Ниже приводятся полученные проф. Негелем² результаты испытаний этого двигателя.

Отвлекаясь вначале от относительно высокого расхода топлива при $n=200$, который можно, пожалуй, отчасти объяснить особенно большим влиянием в данном случае механического коэффициента полезного действия, интересны результаты при других числах оборотов, а именно: расход топлива для одних и тех же средних эффективных давлений сильно падает с возрастанием числа оборотов, достигая при $n=1\ 000$ наименьшего значения, в то же время как p_e также достигает одновременно наибольшего значения. С дальнейшим увеличением числа оборотов расход топлива опять становится больше, а наивыгоднейшее p_e — также меньше. Это замечательное явление никоим образом не объясняется механическими потерями на трение, которые согласно английских опытов отчасти увеличивались с числом оборотов, но с возрастающим p_e падали. Также при более высоком числе оборотов ухудшающаяся продувка двухтактного процесса не может одна объяснить это явление, так как из-за нее может, пожалуй, уменьшиться наивыгоднейшее p_e , но не так значительно повыситься расход топлива.

Скорее, кажется, наибольшее значение будет иметь распыливание. Вероятно при $n=1\ 000$ внутреннее смесеобразование будет наилучшим³ так как степень тонкости распыливания, сила проникновения струи и вращательное движение воздуха вместе дают наилучший результат.

При более высоком числе оборотов давления впрыскивания слишком велики, следовательно, распыливание слишком мелко, а сила проникновения меньше, смесеобразование несовершенное и сгорание хуже. При низком числе оборотов давление впрыскивания меньше, следовательно,



Фиг. 92. Расход топлива двигателем Акро с воздушным аккумулятором при различных числах оборотов и нагрузках (по проф. Лоще).

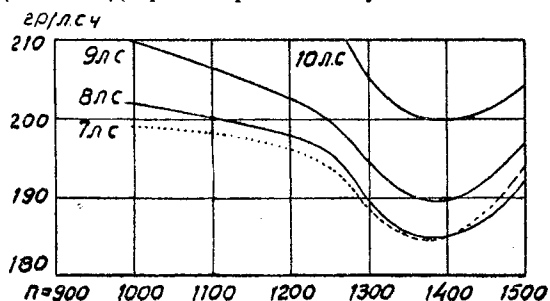
¹ Mader «Weiterentwicklung des Junkers-Doppelkolbenmotors». V. D. I. 1925, стр. 1369.

² Nägel «Der Dieselmotor als Krafththzeugmaschine» V. D. I. 1927, стр. 408.

³ В опытах Негеля оговорено, что диаметр сопла форсунки был подобран для получения наилучшего смесеобразования при 1 000 оборотах. (Прим. ред.).

распыливание грубее, внутреннее смесеобразование, а вместе с тем использование заряда и сгорание хуже, расход топлива выше.

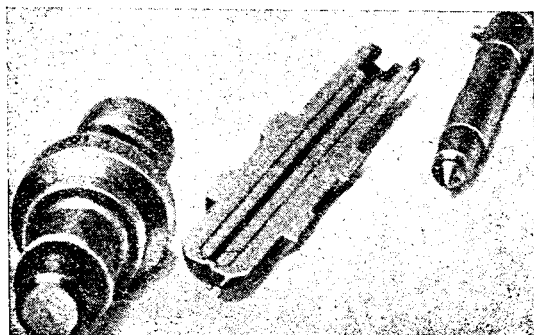
Аналогичную картину показывает, впрочем, двигатель Акро, предшественник современного автодизеля Акц. о-ва «Роберт Бош», в Штутгарде. На фиг. 92 показаны результаты опытов проф. Лошге (Мюнхен); кривые фиг. 93 получены по данным опытов. Обе диаграммы,



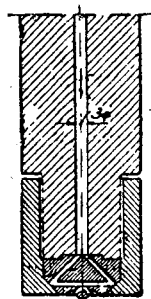
Фиг. 93. Кривые расхода топлива двигателем Акро (минимальный при $n=1380$).

последняя особенно ясно, показывают наимыгоднейший расход топлива при $n=1380$, при более высоком и низком он сильно увеличивается. Известно, что двигатель Юнкерса и двигатель Бош совершенно различны, последний имеет, кроме того, закрытую форсунку с дифференциальной иглой; аналогия явлений внутри определенной области числа оборотов поэтому особенно замечательна.

На фиг. 94 показана разрезанная модель открытой форсунки Юнкерса. Она состоит из двух concentричных пустотелых корпусов.



Фиг. 94. Открытая форсунка Юнкерса.



Фиг. 95.

Открытая форсунка Бенкерта

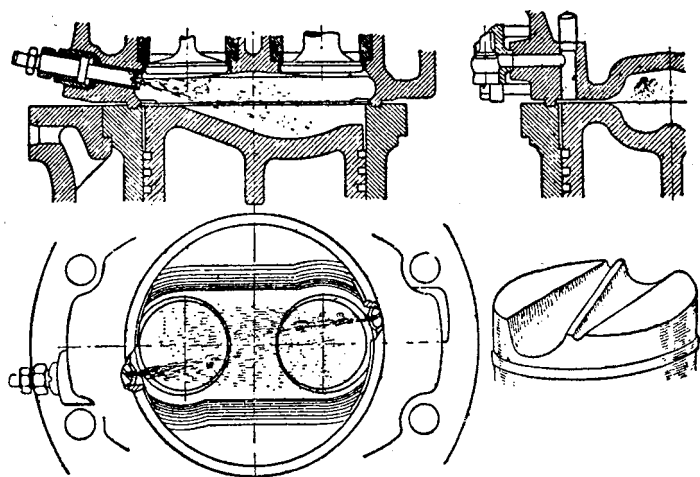
Внутренний корпус имеет канал, куда подводится топливо, два выходных отверстия из этого канала просверлены к нему под углом и по наружной поверхности конусного наконечника соединены между собой очень узким канальчиком. Выходящее из отверстий топливо отклоняется внутренней стенкой наружной гильзы на 90° , идет двумя потоками и по прорезам (канальчикам) которые встречается в выходном отверстии друг с другом опять под 90° , подобно ацетиленовой двух-жоржковой горелке.

Преимущество данной конструкции — простота разборки для чистки форсуночных отверстий. Наряду с этим, без сомнения, было достиг-

нута хорошее распыливание вследствие сильной турбулентности направленных друг на друга двух потоков.

На том же принципе основана форсунка Бенкерта (фиг. 95), у которой центральный подвод топлива также распадается на два противоположно направленных потока, сталкивающихся друг с другом перед сопловым отверстием и выходящих при сильной турбулентности из отверстий.

Распыливание очень тонко уже при 50 атм., рассеивание струи топлива также достаточно сильно, а поэтому дальность приникновения не очень велика. Объяснение, данное Бенкертом, что причины сильного распыливающего действия данной форсунки заключаются во взаимном раздроблении встречающихся друг с другом струй топлива, физически неправильно. Если очень маленькие частицы топлива стал-

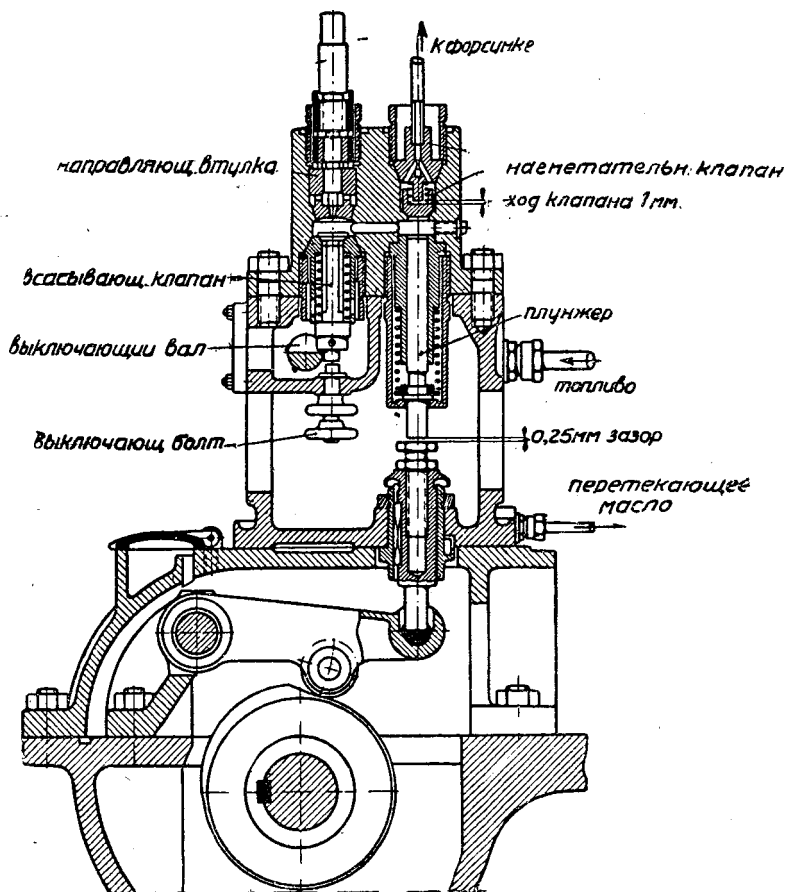


Фиг. 96. Камера сгорания двигателя Гильдебранда с двумя противоположно расположенными форсунками.

киваются друг с другом, то при этом они становятся не меньше, но даже больше, что объясняется поверхностным натяжением. Известно также из других физических опытов, что большие частицы всегда поглощают меньшие, если они соприкасаются. Это положение также подтверждается опытами американца Гильдебранда, при которых выходящие из двух расположенных против друг друга форсунок струи топлива должны были «распыливать друг друга». Однако он только тогда получил хорошие результаты, когда выполнил пространство сгорания, верхнее днище поршня, так что обе струи никогда не могли встречаться друг с другом (фиг. 96).

В отношении точности начала и конца процесса впрыскивания открытые форсунки оказались хуже закрытых, внутреннее пространство которых отделено от пространства сгорания распределительным органом, который открывается только на время впрыскивания. Этот запорный орган чаще всего является иглой. При этом пружине, на-

гружающей иглу, дают такую предварительную затяжку, чтобы давление, необходимое для подъема иглы, обеспечивало хорошее распыливание топлива. При этом эти форсунки имеют то преимущество, что сечение для топлива изменяется с подъемом иглы, а следовательно,



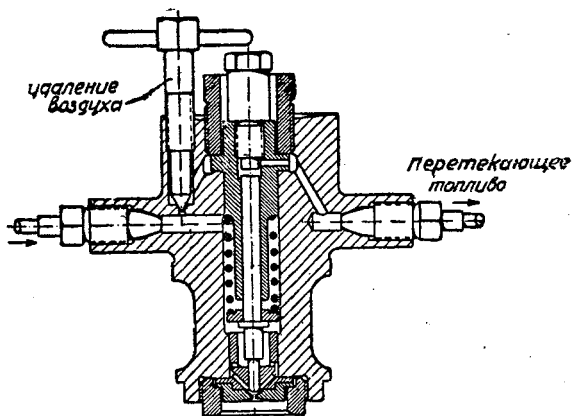
Фиг. 97. Насос предкамерного дизеля Бенц.

относительное постоянство давления и хорошее распыливание будет обеспечено при всяких количествах топлива. Разумеется, при условии, если за седлом иглы не имеется одного или даже нескольких распыливающих отверстий.

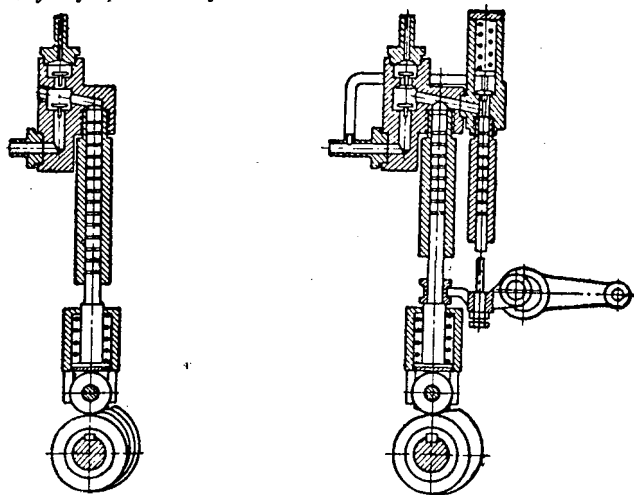
Указанному условию удовлетворяют также губчатая форсунка Гава (фиг. 75), американская опытная форсунка (фиг. 73) и форсунка Тартре Пежо. Много худшими являются форсунки с насадком на игле (форсунки с цапфами) и совсем плохими многоочковые форсунки с иглой, нагруженной пружиной.

Поэтому Акро, Акц. 9-во Кюсснахт предложили применять несколько форсунок, которые в зависимости от нагрузки, т. е. количества топлива, должны включаться или выключаться, чем достигалось в некоторой мере относительное сохранение постоянства давлений. Позднее применялась управляемая давлением топлива двойная форсунка (фиг. 100): при неполных нагрузках должна была открываться только центральная игла, а при больших нагрузках и более высоких числах оборотов—пустотелая (концентричная) игла.

Наиболее рациональной в удовлетворении вышеуказанных условий является форсунка, изготавливаемая в настоящее время Р. Бош, Штутгарт. Форсунка эта имеет только одну управляемую давлением топлива иглу с цилиндриче-



Фиг. 98. Закрытая форсунка предкамерного;
дизеля Бенц.



Фиг. 99. Слева—насос с переменным ходом плунжера посредством пере-
ставного косоу кулачка. Справа—насос с постоянным ходом плунжера,
количество подачи регулируется открытием перепускного клапана.

ской цапфой, благодаря которой получаемый за гнездом иглы кольцевой зазор между стенками конусного выходного отверстия в корпусе форсунки и конической цапфой увеличивается вместе с

подъемом иглы, чем и объясняется хорошее распыливание во всей области чисел оборотов и нагрузок без чрезмерных повышений давлений в насосе.

Переходя к нагнетательному трубопроводу, необходимо отметить явления, которые имеют в нем место,—это образование, во-первых, воздушных или газовых пузырьков и, во-вторых, колебательных волн.

Образований воздушных или газовых пузырьков никогда не избежать полностью даже при хорошо удаляемом воздухе из насоса, так как образование газа происходит из-за выделения остатков легко испаряющихся компонентов при сильном сжатии топлива.

Воздушные мешки в трубопроводах сильно нарушают процесс впрыскивания, так как они работают как буфер.

Затем при небольших неплотностях гнезда иглы форсунки воздушные пузырьки могут проникнуть в пространство форсунки за иглой и обуславливать неравномерный ход двигателя.

Фиг. 100. Опытная форсунка Акро-Бош с двойной форсуночной иглой.

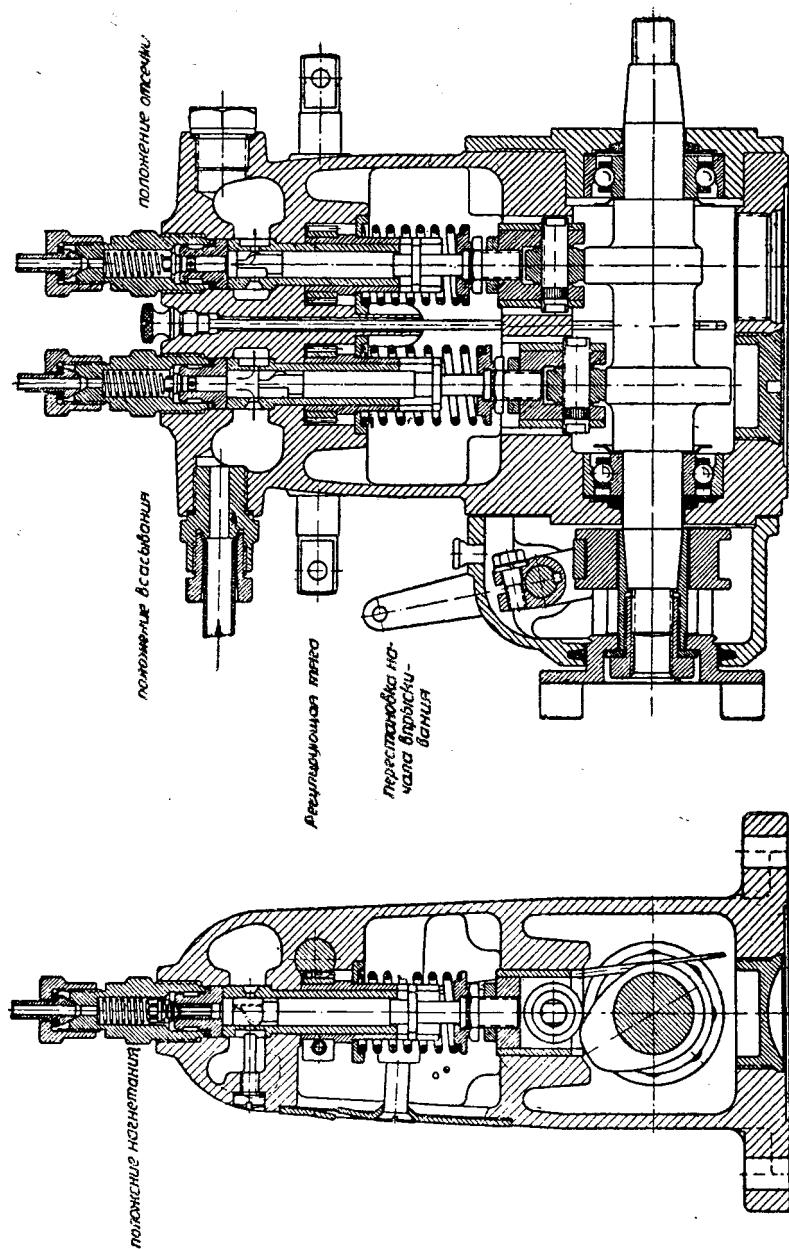
Если включить в трубопровод обратный клапан, чтобы воспрепятствовать проникновению воздушных пузырьков, то нельзя будет разгружать топливопровод на участке между этим клапаном и форсункой, а это может вызвать явление так называемого «подкапывания».

Для полного избежания вредного подкапывания не является достаточным, чтобы форсунка открывалась и закрывалась автоматически действующей иглой вследствие сначала возрастающего, а затем убывающего давления топлива в трубопроводе. Поэтому в некоторых конструкциях это предусматривается устройством в топливном насосе специального «отсасывающего» клапана (поршня).

Примером такой конструкции является насос Акц. о-ва Р. Бош. В этой конструкции нагнетательный клапан соединяет в себе функции «отсасывающего» клапана (поршня). Для этой цели нагнетательный клапан (фиг. 101) имеет между своим седлом и выходным отверстием для топлива (там, где заточка) еще некоторую цилиндрическую часть, плотно пригнанную к отверстию и не пропускающую топлива. При закрытии нагнетательного клапана после конца подачи топлива цилиндрическая часть клапана, погружаясь в канал, произведет отсасывание топлива вследствие увеличения объема в трубопроводе над нагнетательным клапаном на объем этой цилиндрической части. Давление в трубопроводе быстро падает, чем и устраняется возможность последующего подкапывания.

Способ действия насоса Бош легко уясняется из фиг. 102. Насос не имеет отдельного всасывающего клапана, эту роль выполняет плунжер, имеющий спиральную зафрезеровку, кромка которой действует как распределитель.

При самом нижнем положении плунжера открыты два диаметрально противоположных отверстия, через которые и поступает засасываемое



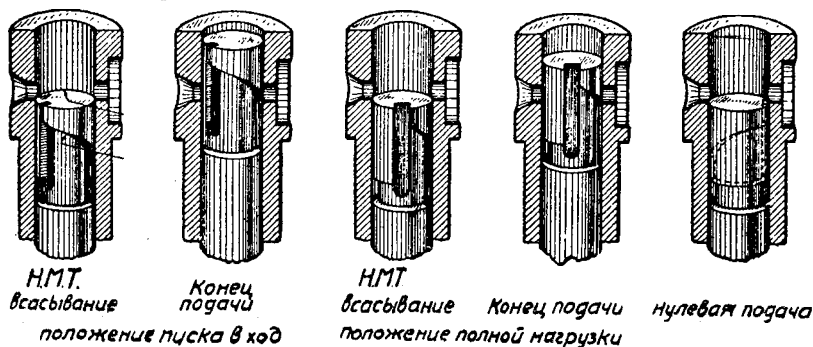
Фиг. 101. Насос Бош.

топливо. При ходе плунжера вверх (ход нагнетания) топливо отчасти выдавливается обратно в пространство всасывания до тех пор, пока плунжер не перекроет всасывающие отверстия. После этого насос начинает поднимать нагнетательный клапан и подавать топливо через нагнетающий трубопровод в форсунку.

Подача оканчивается, как только косая кромка *b* начнет проходить мимо правого всасывающего отверстия. Тогда пространство нагнетания приходит в соединение с пространством всасывания через вертикальный паз на плунжере.

Поворачиванием плунжера изменяется момент окончания подачи соответственно винтовой линии косой кромки.

Для пускового положения косая кромка дает соединение со всасывающим отверстием только после окончания полного хода насоса,



Фиг. 102. Схема работы насоса Бош.

для положения при полной нагрузке соединение наступает примерно после прохода плунжером половины своего пути, при нулевой же подаче вертикальный паз плунжера все время перекрывает всасывающее отверстие.

Изменение количества подачи происходит перемещением рейки, поворачивающей плунжер. Изменение момента впрыскивания на 8° (напр., при пуске в ход или холостом ходе) производится перемещением гайки, сидящей на крутой резьбе на втулке половины муфты. Перемещаемая гайка проворачивает при этом своей резьбой сухарь и переставляет вал насоса по отношению к валу двигателя.

Насос Боша строится для различных подач, причем изменяется только диаметр плунжера, в то время как ход плунжера, а именно в 10 мм, остается постоянным. Максимально подаваемое количество насосом составляет при диаметре плунжера 6 мм 160 мм³ и при 10 мм—440 мм³. Подача при полной нагрузке должна составлять около половины максимальной подачи.

Вес одного двухцилиндрового насоса составляет при чугунном литье 7,6 кг, 6-цилиндрового насоса при алюминиевом литье—только 11 кг, цена одного элемента насоса 100—120 марок. Форсунка стоит около 20—22 марок. Вследствие очень низкой стоимости и чрезвычайно точного выполнения многие фирмы уже применяют насосы

и форсунки Боша. Некоторые фирмы подвергли их продолжительным испытаниям. Так, насос Боша работал на испытательной станции большой германской фирмы свыше 2 000 рабочих часов при давлении впрыскивания в 300—400 атм., причем все четыре элемента насоса показали наибольшее отклонение в подаваемом количестве в 5%. Это тем замечательнее, что малая высота уплотняющих поверхностей казалась сомнительной для достижения полной герметичности пространства нагнетания по отношению к пространству всасывания.

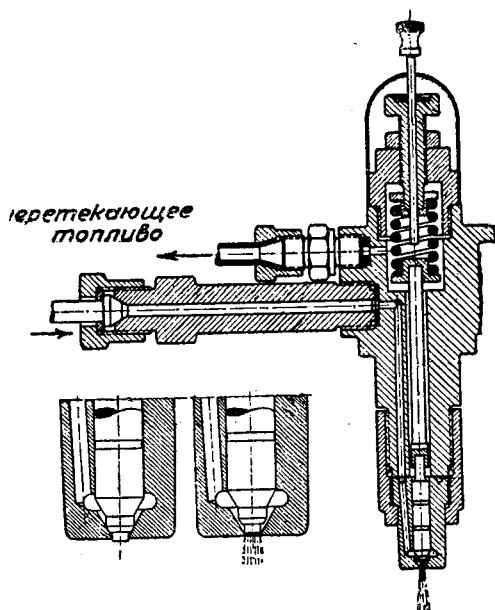
Топливо должно подводится к всасывающему пространству насоса с напором не меньшим, чем в 0,2 м. Подводящий трубопровод должен иметь металлический фильтр с 30 ячейками на квадратный миллиметр.

В качестве нагнетательного трубопровода фирма Бош рекомендует при давлениях до 150 атм. стальную трубку 3×6 мм, при больших давлениях— 2×4 Ø мм.

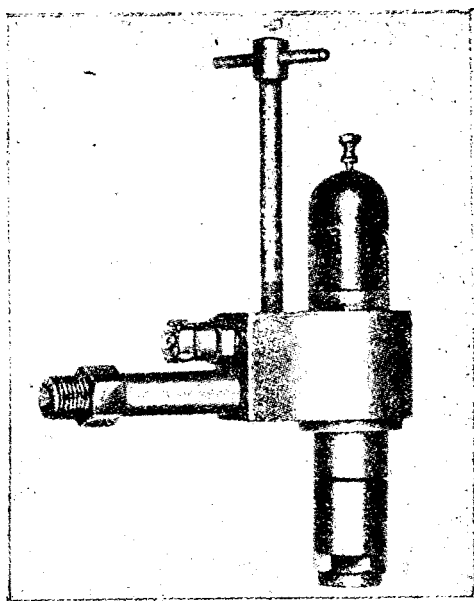
Разрез форсунки показан на фиг. 103; выступающий контрольный штифт допускает быструю проверку, работает ли форсунка.

На фиг. 104 показана форсунка с игольчатым клапаном для удаления воздуха.

Конструкция насоса о-ва Атлас-Дизель также



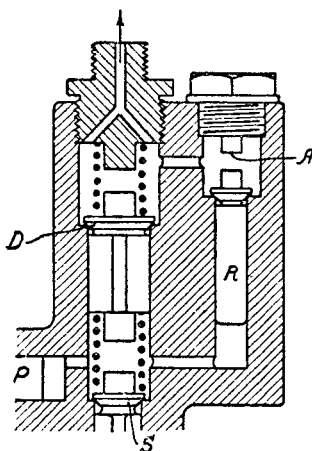
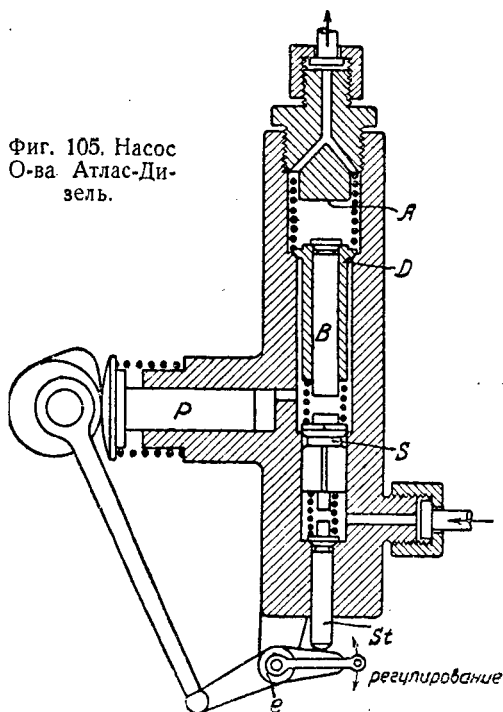
Фиг. 103. Разрез форсунки Бош.



Фиг. 104. Форсунка Бош с клапаном для удаления воздуха.

предусматривает разгрузку нагнетательного трубопровода путем отсасывания нефти (фиг. 105), но конструктивное решение иное. Здесь отсасывание производится отдельным поршеньком R^1 , который перемещается в нагнетательном клапане D . Топливо плунжером P засасывается через всасывающий клапан S . При нагнетающем ходе сперва приподымается поршень R до тех пор, пока не ударится об ограничитель A , затем поднимается нагнетательный клапан D , и на-

Фиг. 105. Насос
О-ва Атлас-Ди-
зель.



Фиг. 106. Насос Атлас-
Дизель.

чинается нагнетание топлива. Конец подачи топлива регулируется открытием всасывающего клапана скалкой St . Последняя поднимается угловым рычагом, вращающимся на эксцентрик e , переставляемом регулятором.

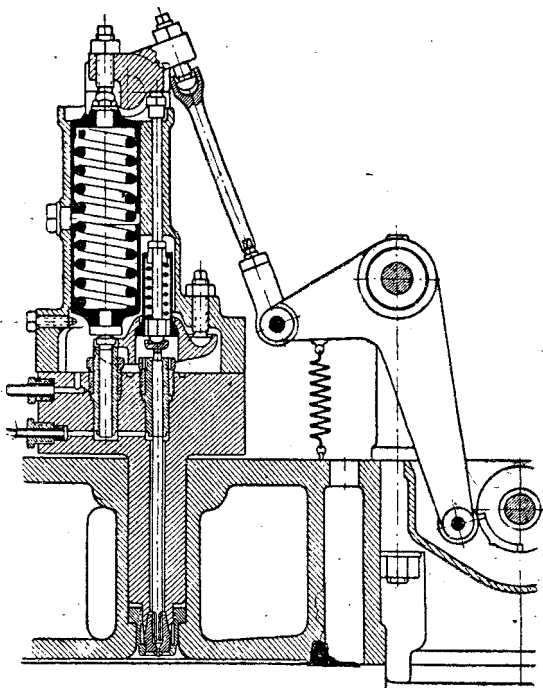
Когда давление в насосе падает вследствие открытия всасывающего клапана, то сперва опускается обратный поршень под давлением жидкости нагнетательного трубопровода, действующим на его лобовую поверхность. Вследствие этого происходит падение давления (отсасывание), затем нагнетательный клапан также садится на свое гнездо.

Та же фирма выполняет этот насос несколько иначе, а именно (фиг. 106): всасывающий оршенек выделен в особое пространство, соединенное каналами со всасывающим пространством насоса и нагнетательным пространством. Способ действия тот же. Другое решение описано позднее при бескомпрессорном двигателе завода Линке Гофман.

¹ На фиг. 105 обозначено буквой В.

Масса и упругость топлива вызывают колебания в нагнетательном трубопроводе, могущие исказить процесс впрыскивания, а при закрытых форсунках усиливаются массой иглы, имеющей большое ускорение. По Эйхельбергу¹ из нагнетательного трубопровода 3 мм Ø и длиной 1 м при падении в нем давления на 30 атм. вытекает капля топлива 3 мм. Появление волны давлений и ударов в нагнетательном трубопроводе происходит при внезапном возрастании давлений при начале подачи. При этом следует делать различие между волной давлений, несущей подаваемое насосом топливо, и ударной волной, соответствующей примерно звуковой волне и опережающей волну давлений со скоростью звука.

Продольная ударная волна есть сильное сжатие в тонком слое жидкости, допускающая за собой соответствующее разрежение. При достаточной силе она может поднять иглу. Но так как волна давлений с соответствующим количеством топлива еще не достигла сопла, то произойдет истечение через сопло под давлением, имеющимся в частично разгруженном трубопроводе, следовательно, совершенно недостаточным для хорошего распыливания. Это предварительное истечение вызывает расширение содержимого трубопровода, и только тогда, когда подходящая волна давлений принесет топливо с необходимым давлением, только тогда, собственно, произойдет впрыскивание топлива. По окончании впрыскивания от-



Фиг. 107. Аккумулятор Бр. Зульцер.

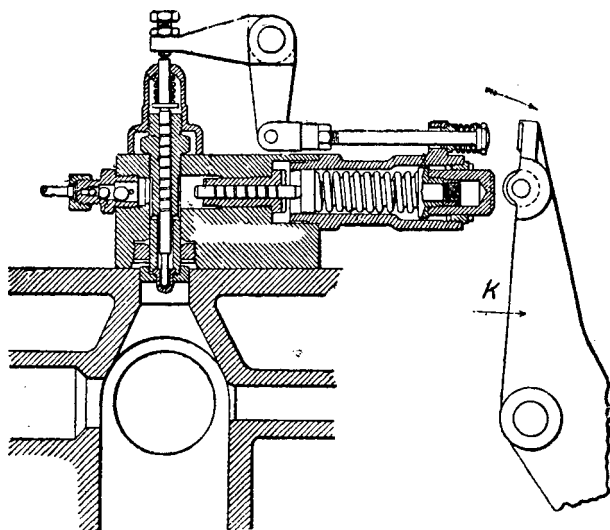
раженная ударная волна может еще раз открыть иглу, и произойдет подкапывание в тех же условиях, как и при предварительном истечении.

Эти явления в особенности вызываются длинными нагнетательными трубопроводами. Отдельные конструкторы обходят это тем, что выполняют насос непосредственно с форсункой в одном корпусе (Фрей Фишер, фиг. 288; Дорнер, фиг. 280).

¹ Eichelberg «Ueber die Mittel zur kompressorlosen Brennstoffeinspritzung». V. D. I., 1926, стр. 1081.

Другое решение—это применение аккумулятора.

Этот способ на ряду с преимуществом отсутствия разгружающихся и вновь подвергающихся давлениям трубопроводов высокого давления также значительную разгрузку и насосу тем, что работа нагнетания последнего не ограничивается временем впрыскивания, простирающимся на 10—20 градусов угла поворота кривошипа, но может продолжаться все время между двумя процессами впрыскивания.



Фиг. 108. Аккумулятор двигателя Давей-Паксман.

Этот способ первоначально был осуществлен англичанином Мак-Кехние (Виккерс) во время войны для английских двигателей на подводных лодках.

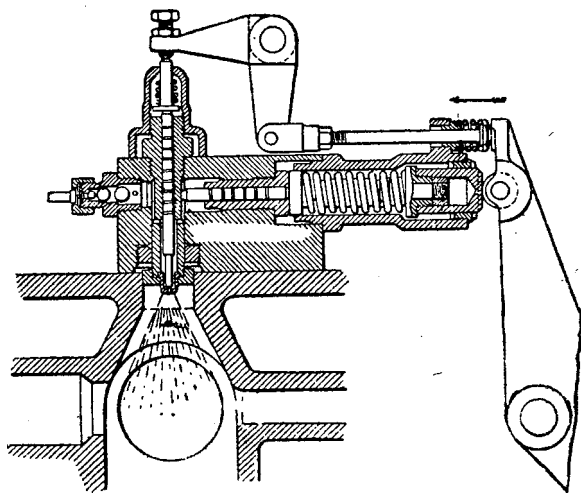
Насос подавал топливо в аккумулятор, снабженный нагруженным пружиной поршнем, или в резервуар с упругими стенками. Количество топлива за каждый рабочий ход подавалось больше, чем то требовалось для наибольшей мощности. Регулирование впрыскиваемого количества производилось механически управляемой иглой, в зависимости от нагрузки и числа оборотов, так как время впрыскивания изменяется с числом оборотов.

На фиг. 107 показана конструкция, применяемая фирмой бр. Зульцер. Отмеренное насосом топливо нагнетается в аккумулятор, нагруженный сильной пружиной с большой предварительной затяжкой, и только тогда может поднять сблокированную форсуночную иглу, когда она освободится распределением. Опускающийся при этом поршень аккумулятора запирает иглу по окончании впрыскивания нажатием на рычаг и препятствует влиянию колебаний.

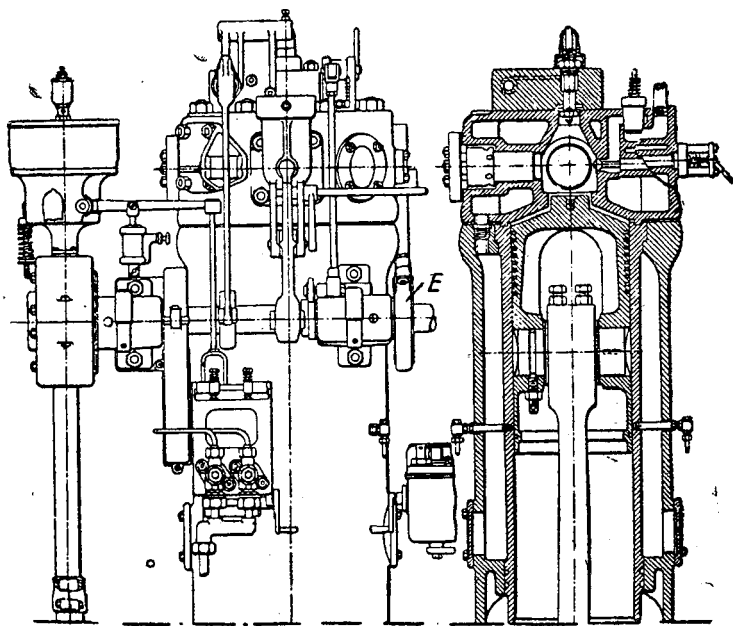
На фиг. 108 и 109 показан аккумулятор английской формы Давэй, Паксманн и К°.

Насос низкого давления (на фиг. не показан) нагнетает отмеренное количество топлива через шариковый обратный клапан в аккумулятор и отжимает при этом ненагруженный поршень и незатянутую очень сильную пружину (фиг. 108).

Процесс впрыскивания осуществляется приводимым от распределительного кулачка рычагом *K*, который сначала создает давление топлива посредством вдавливания нагруженного пружины стержня. При дальнейшем движении рычага запертая до сих пор игла форсунки этим

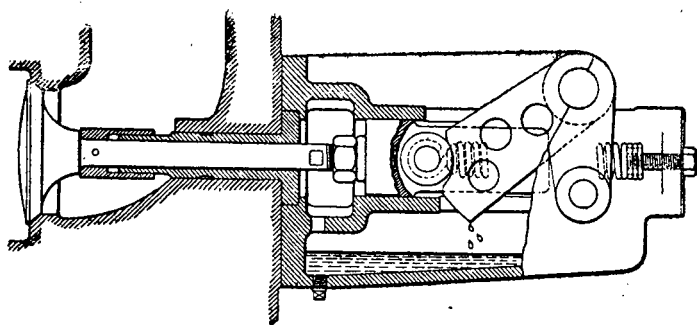


Фиг. 109. Аккумулятор двигателя Давэй-Паксман.

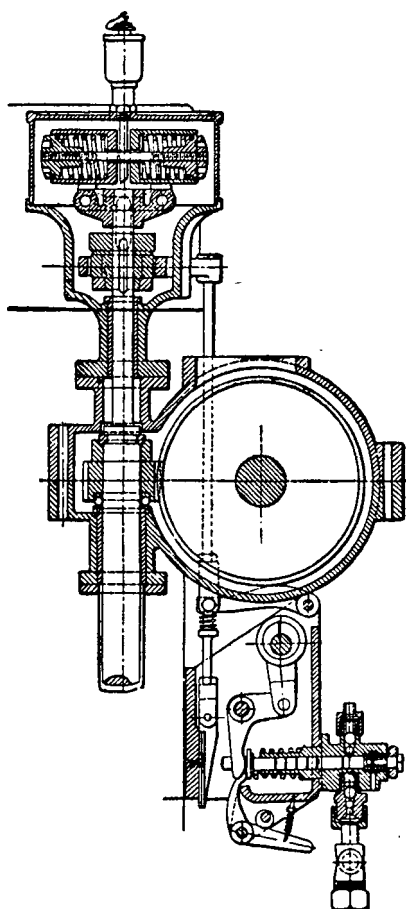


Фиг. 110. Двигатель Давэй-Паксман.

рычагом освобождается и топливо впрыскивается под давлением пружины. При обратном движении рычаг *K* разгружает пружину стержня и пружину тяги иглы, удерживающей иглу от преждевре-



Фиг. 111. Гильза на стержне выпускного клапана двигателя Давэй-Паксман, предохраняющая загрязнение направляющей.



Фиг. 112. Регулятор и насос двигателя Давэй-Паксман.

менного открытия. Двигатель с цилиндрыми мощностями в 25 и 40 э. л. с. с одним и до шести цилиндрами при $n=330$ строится для стационарных и лодочных установок. Общий вид и камера сгорания показаны на фиг. 110.

Расположенный сзади выпускной клапан управляется эксцентриком *E*.

Выпускной клапан показан на фиг. 111; он имеет гильзу на направляющей втулке в предупреждение загрязнения и заедания стержня клапана в направляющей втулке. Зарывается клапан пружиной, работающей на растяжение.

Аккумулятор американской фирмы Комминс показан на фиг. 113—116. Завод строит стационарные и лодочные четырехтактные двигатели $140\varnothing \times 190$, дающие нормально при $n=600$ цилиндровую мощность $N=12,5$ л. с. и строящихся уже 8 лет в одно- и до четырехцилиндровом выполнении (соотв. при $172\varnothing \times 228$ с 1—8 цилиндрами дает 20—235 л. с.). Давление сжатия составляет 37 атм., среднее индикаторное давление—до 7,73 атм. Диаграммы этого двигателя (фиг. 117) показывают замечательно малое возрастание давлений p_z —над p_i .

Топливный механизм этого двигателя состоит из насоса (фиг. 113) и распределительного механизма или инжектора (фиг. 114 и 115).

Распределительный механизм имеет игольчатый клапан А и иглу (шлунжер) с. Поднятие клапана А синхронизировано с открытием впускного клапана двигателя и производится при помощи особого коромысла, соединенного толкателем с распределительным рычагом всасывающего клапана (на фиг. не показано).

Высота подъема игольчатого клапана А регулируется; кроме того, этот клапан является и обратным клапаном.

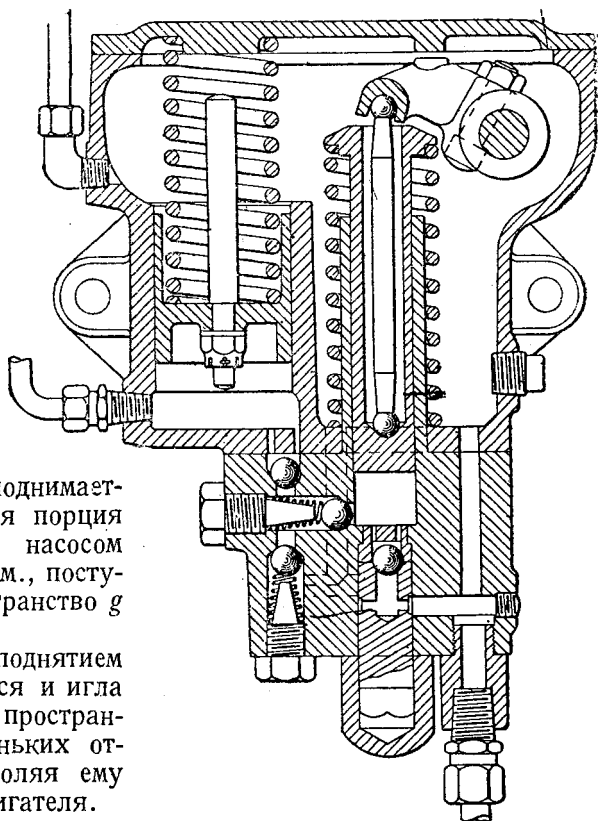
Во время всасывающего хода поршня игольчатый клапан А поднимается, и соответствующая порция топлива, нагнетаемая насосом под давлением в 4 атм., поступает по каналу в пространство g (фиг. 115)

Одновременно с поднятием клапана А поднимается и игла с, засасывая топливо в пространство h через 6 маленьких отверстий и не позволяя ему пройти в цилиндр двигателя.

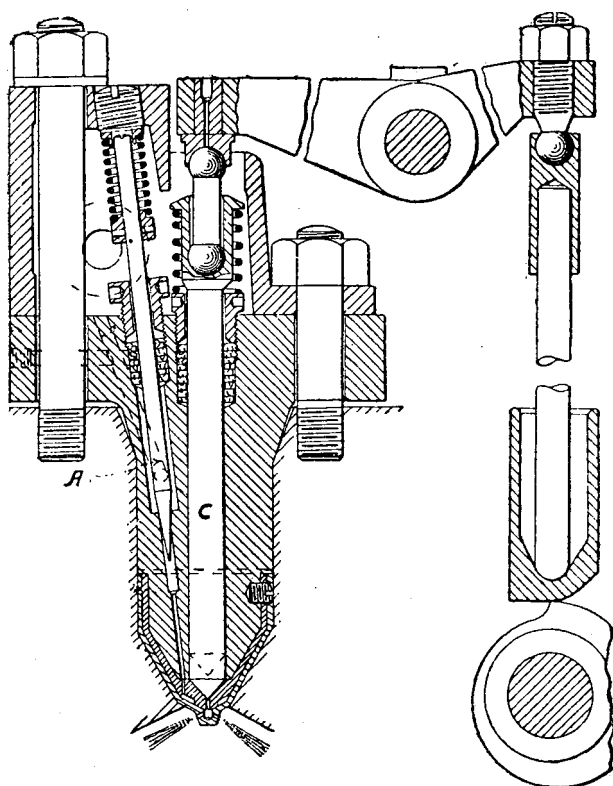
Во время хода сжатия сжатый воздух через сопловые отверстия проникает в пространство h, перемешиваясь с топливом. Впрыскивание происходит благодаря быстрому опусканию иглы (шлунжера) с, приводимой в действие от кулачка распределительного валика.

На фиг. 116 показана новая конструкция форсунки Комминс с простым шариковым обратным клапаном; регулирующая игла перенесена в насос.

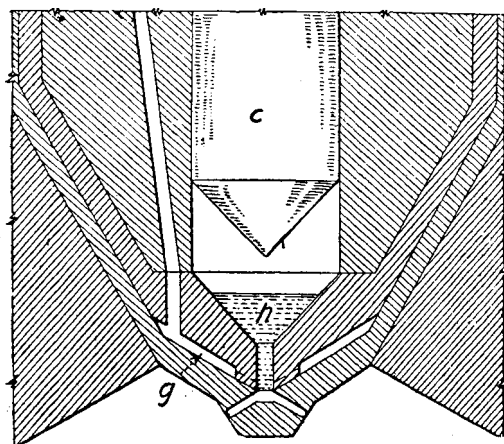
Интересное предложение аккумуляторного способа впрыскивания показано на фиг. 118 и 119. Так как изобретатель П. Сальмон работает на английской испытательной станции воздухоплавания в Фарнборо, работающей уже годы над конструкцией двигателя тяжелого топлива для самолетов, то это предложение заслуживает внимания, особенно его некоторые конструктивные детали, как 5-очковое сопло



Фиг. 113. Насос двигателя Комминс.



Фиг. 114. Впрыскивающее устройство двигателя Комминс.



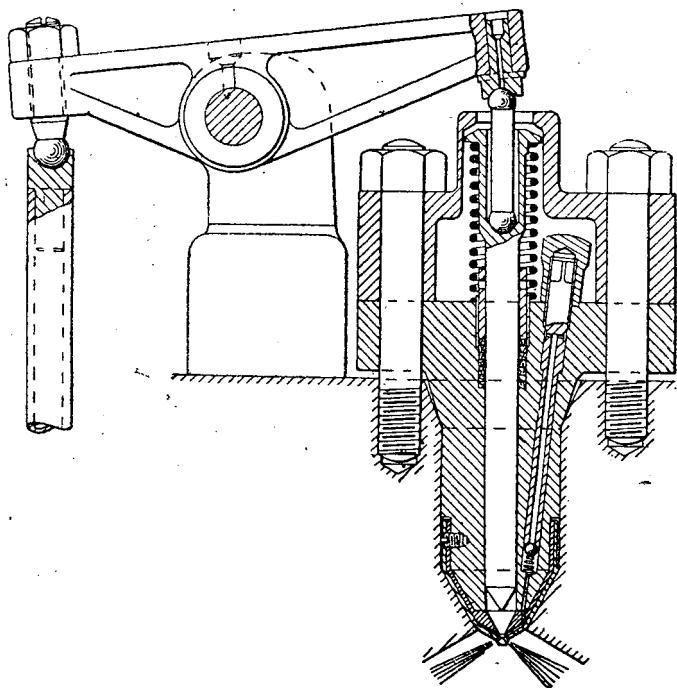
Фиг. 115. Наконечник форсунки двигателя Комминс.

пустотелый поршень, которые также имеются на английском опытно-модельном цилиндре.

Форсуночная игла (фиг. 118) заблокирована с распределительной тягой и окружена пустотелым впрыскивающим топливом поршнем 2, движущимся в буксе 3.

Поршень 2 имеет на своем продолжении поршни 10 и 11 больших диаметров, представляющих с ним одно целое и движущихся в цилиндрах 8 и 9. Через трубопровод 12 из рабочего цилиндра сжатый воздух вводится над этими поршнями, которыми и осуществляется впрыскивание, когда игла форсунки принудительно откроется.

После прохода части своего пути поршень 10 открывает выпускные отверстия 14 и разгружается, и далее нагнетание производит только



Фиг. 116. Новая конструкция впрыскивающего устройства Комминс.

поршень 11. Делается это в целях достижения возможно постоянного давления впрыскивания, так как во время сгорания топлива давление в цилиндре возрастает и по трубке 12 передается на поршни 10 и 11.

Отверстия 15 и 16 служат для удаления воздуха из-под поршней 10 и 11.

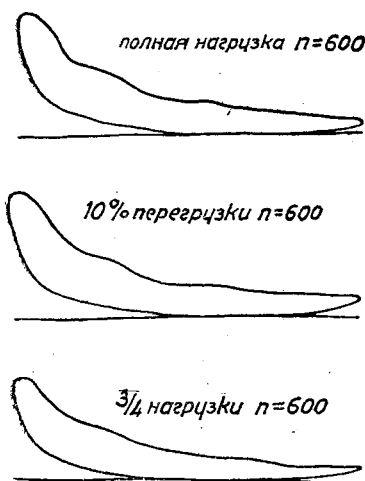
Свое обратное движение поршни 10 и 11 совершают под давлением вводимого топлива под поршень 2 во время выхлопного и всасывающего ходов двигателя. Топливо подается насосом низкого давления через обратный клапан 50. 17—клапан для удаления воздуха.

Регулирование впрыскиваемого количества топлива производится изменением хода впрыскивающего поршня 2. Для этого шестеренка 20 поворачивает муфту 18, вследствие чего заплечик 19 поршня 2 упирается в муфту раньше или позже, и тем изменяется длина хода впрыскивания поршня 2.

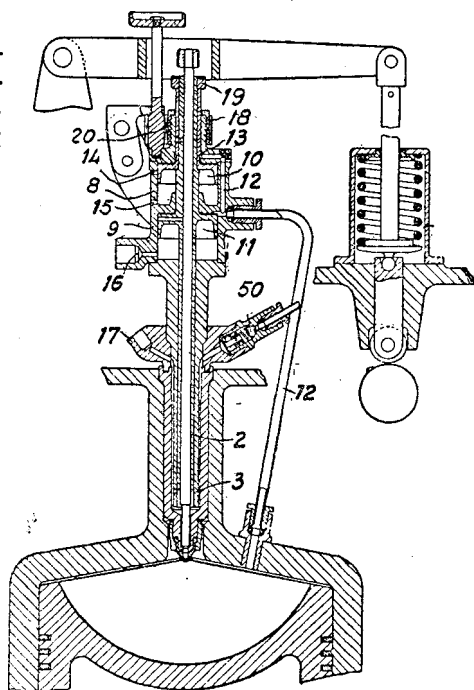
На фиг. 119 показана измененная конструкция: имеется только один пневматический впрыскивающий поршень и непринудительно открываемая, а нагруженная пружиной и управляемая давлением жидкости, форсуночная игла.

Этот способ напоминает двигатели с упрощенным компрессором (Фогель, Тринклер) и те трудности, на которых они потерпели неудачу, — это загрязнение относительно малых отверстий продуктами сгорания, неизбежное даже и при свежем воздухе.

Сопоставляя непосредственное впрыскивание насосом и аккумуляторный способ, можно отметить следующие недостатки первого способа.



Фиг. 117. Диаграммы двигателя Комминс.



Фиг. 118. Предложение впрыскивающего устройства П. Сальмона.

Образование воздушных и газовых пузырьков в трубопроводе и насосе, сильные удары по плунжеру, высокое давление в нагнетательном трубопроводе вызывают колебания его, так называемое «дыхание», вследствие этого неточность (искажение) процесса впрыскивания, склонность к подкапыванию и вторичному впрыскиванию из-за отраженной волны, падение давления впрыскивания и тонкости распыливания при более низком числе оборотов.

Аккумуляторный способ распыливания устраняет эти недостатки в некоторой части полностью, но, с другой стороны, имеет следующие недостатки:

а) форсунка сложнее, так как управление процессом впрыскивания перенесено на форсунку;

б) при тех аккумуляторных способах, когда топливо задолго до начала впрыскивания находится под давлением, при малейшей неплотности иглы происходит преждевременное истечение топлива, очень трудно устанавливаемое и могущее дать повод к опасным предварительным вспышкам и резким возрастаниям давлений;

в) при регулировании подачи топлива подъемом иглы одинаково точное наполнение всех цилиндров почти невозможно и требуется чрезвычайно точно обработанный распределительный вал с устранением зазора между распределительным кулачком и иглой.

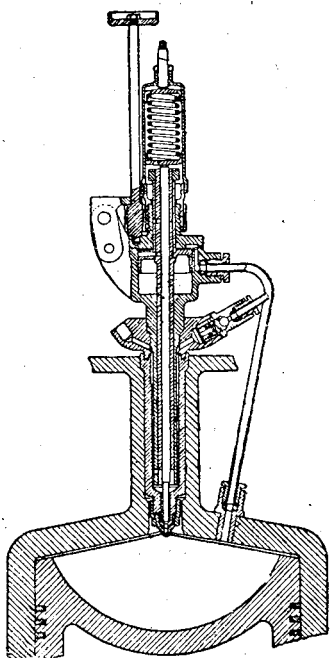
Работоспособность бескомпрессорного двигателя дизеля и бездымность сгорания в сильнейшей степени зависят от качества работы форсунки и насоса, точности процесса впрыскивания, чистых форсуночных отверстий, совершенно плотных соединений возможно неупругого нагнетательного трубопровода, укороченного до наименьшей длины и не имеющего никаких изменений сечения.

Особенно при автомобильных двигателях дизеля необходима основательная очистка топлива не только от естественных загрязнений (песок и т. д.), но также от таких, которые получаются от тары (металлические частицы и ржавчина). Очистка центрифугой предпочтительнее фильтрации мелкаячейковой металлической сеткой.

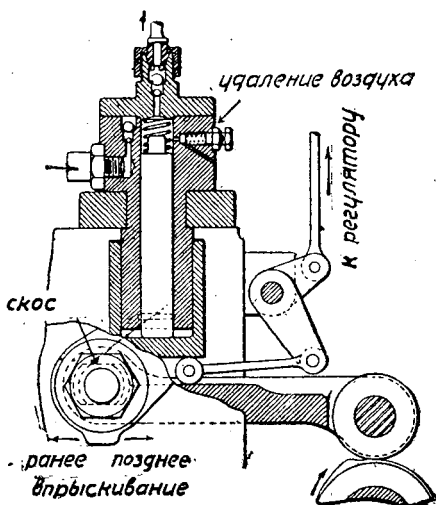
Рекомендуется избегать обычно применявшихся ранее металлических набивок для плунжеров и форсуночных игл, которые не только повышают трение, но прежде всего дают повод к засариванию форсуночных отверстий из-за отскакивающих металлических частиц.

Опасность наличия твердых частиц в топливе заключается не только в закупоривании форсуночных отверстий, но и в их истирающем действии, производимом ими благодаря большой скорости топлива в узких отверстиях на стенки их и расширяющих их. Так как от этого падает давление впрыскивания, то распыливание ухудшается. Следствием этого является повышенный расход топлива—неизбежное обстоятельство, имеющее, пожалуй, место раньше или позже во всех бескомпрессорных двигателях, рабочий расход топлива которых следует для условий эксплуатации принимать на 3—6% выше, чем таковой при приемочном испытании. Этот недостаток небольшие быстроходные двигатели естественно имеют в большей мере, чем крупные двигатели. Это, конечно, невыгодно отличает бескомпрессорный двигатель от компрессорного и этого не следует забывать при сравнении его с карбюраторным двигателем.

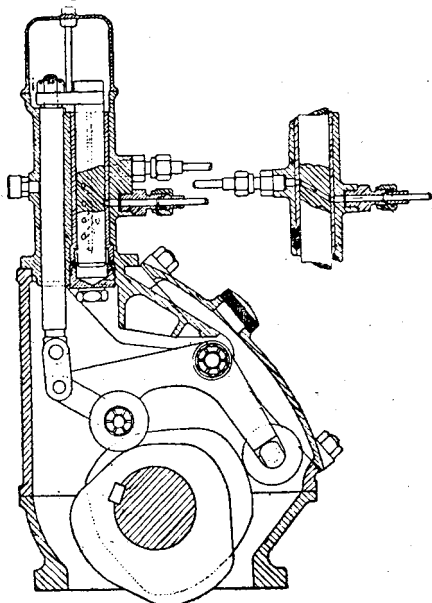
Ниже приводится описание двух простых и поэтому особенно интересных топливных насосов бескомпрессорных двигателей, но не являющихся типичными для автомобильных двигателей и поэтому ранее не описанных.



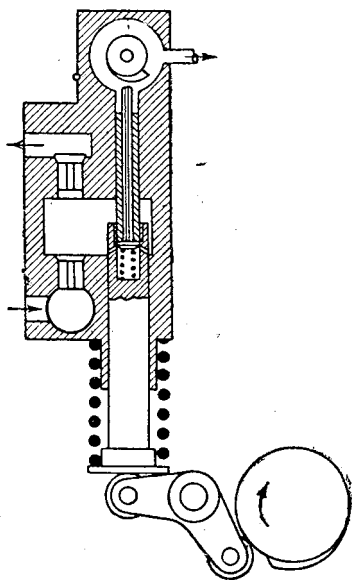
Фиг. 119. Предложение впрыскивающего устройства П. Сальмона.



Фиг. 120. Насос английской фирмы Робей.



Фиг. 121. Распределитель топлива двигателей Рустон и Горнсби.



Фиг. 122. Насос фирмы Кертинг.

Насос английской фирмы Робей для бескомпрессорного двигателя показан на фиг. 120. Количество топлива изменяется ходом закаленного и шлифованного плунжера, а время впрыскивания—тем, что опорный болт приводимого от кулачка одноплечего рычага может двигаться вперед и назад, благодаря чему он раньше или позднее будет подниматься кулачковой шайбой.

Английская фирма Рустон и Горнсби (фиг. 121) применяет даже для относительно быстроходных четырехцилиндровых двигателей ($n=450$) только один тип насоса. Качающийся рычаг приводит в движение поршень насоса и связанный с ним распределительный золотник (распределитель). Золотник имеет отверстия, которые во время нагнетания насоса соответственно соединяются с нагнетательными трубопроводами соответствующих форсунок. Золотник одновременно выполняет и функции поршня, откачивая те незначительные количества топлива, что просочились в бак.

Интересен также насос фирмы бр. Кертинг, акц. о-во (фиг. 122). Поршень насоса дифференциальный, почему он даже при насосах с малой подачей может иметь достаточно большие размеры. Его верхняя часть высверлена и имеет перепускной клапан, который прижимается маленькой пружиной к своему гнезду, а стержень его по всей длине имеет продольные пазы. Когда плунжер насоса под действием кулачка движется вверх, то после определенного пути стержень перепускного клапана ударится о произвольно переставляемый распределительный кулачок и откроется. Этим резко прекращается ход нагнетания, и избыточное топливо течет по продольным пазам перепускного клапана в пространство кулачка и оттуда обратно в пространство всасывания.

IV. ПРЕДКАМЕРНЫЙ ПРОЦЕСС

Если попытаться все типы двигателей внутреннего сгорания привести в точную научную систему, то натолкнемся при этом на значительные затруднения. Это очевидно заключается в том, что получивший практическое образование техник только в очень редких случаях абстрактно приходит к новой форме двигателя, а почти всегда старается улучшить уже существующий двигатель. При этом он ориентируется по внешним, характерным признакам отдельных типов двигателей и различает, напр., двигатели с запальным шаром, по запальному шару, предкамерные двигатели по расположенной перед цилиндром предкамере (следовательно, чисто местное расчленение пространства сгорания) и т. д. Далее имеется подразделение по внешнему и внутреннему смесеобразованию, потом на двигатели постороннего зажигания и двигатели с самовоспламенением—дизеля.

В этой множественности систем и ненадежности в установлении научного безусловного отличительного признака заключается большая трудность охарактеризовать метко и поэтому исчерпывающе и абсолютно безусловную сущность определенного типа двигателя, особенность его и способ действия.

Для воспламенения, т. е. для установления процесса сгорания, в двигателях внутреннего сгорания применяют следующие средства.

1. Чистое самовоспламенение топлива от сжатого воздуха или в сжатом воздухе. Топливо претерпевает при этом «химическое превращение»: сперва присоединяются молекулы кислорода (O_2), т. е. образуются «пероксиды»; эти первичные соединения очень легко распадаются, и выделяя теплоту, ускоряют своей теплотой реакцию распада частиц топлива, и это спокойное «предварительное сгорание» увеличивается через самоускорение до появления видимого пламени, после чего и начинается собственно сгорание.

2. Раскаленные части стенок. Еще с 1823 г. известно (Доберейнер, Генри и Грэхем), что все твердые тела при достаточном нагревании обладают способностью устанавливать медленное сгорание газов при температурах, меньших их температуры воспламенения, и что благородные металлы устанавливают воспламенение при более низких температурах, чем древесный уголь, пемза, фарфор, стекло и т. д. Известно также каталитическое действие холодной, мелко раздробленной платины (губчатая платина) на смесь светильного газа с воздухом в газовых лампах.

Каталитическое действие горячих поверхностей зависит от химической природы вещества и возрастает с температурой. Ускоряющее влияние повышается, если поверхность твердого тела накаливается, но при наивысшем накале исчезает разница в действии различных поверхностей, весьма ярко выраженная при более низких температурах.

Каталитическое действие будет тем сильнее, чем выше давление и чем мельче раздроблен катализатор. При химических реакциях катализатор можно заменить давлением, что широко применяется при синтезе (сжижение угля).

Примеры: а) Самовозгорание каменного угля; распадение углеводородов ускоряется каталитическим действием твердых поверхностей.

б) Воспламенение пропитанных маслом тряпок при разрыхлении в ящиках, следовательно, при соприкосновении со свежим воздухом.

в) Воспламенение в трубопроводах сжатого воздуха, в которых имеются масляные отложения. Внутренние стенки труб покрываются ржавчиной, имеющей сильное каталитическое действие. До тех пор, пока масло покрывает эту окись металла, не происходит никакого воспламенения, так как кислород очень медленно диффундирует через масляный слой. Но если труба сильно сотрясается или скорость воздуха превосходит определенную величину, так что масляная изоляция сдувается со ржавчины, то происходит воспламенение вследствие достаточного подвода кислорода.

Примеры б и в объясняют процесс воспламенения в двигателе с калильной головкой: впрыснутое во время хода сжатия на горячие стенки калильной головки топливо в бедных кислородом остаточных газах совершает только «начальную реакцию», т. е. происходит распадение углеводородов, и ускоряется каталитическим действием покрытых окисями горячих стенок калильной головки, но из-за недостатка кислорода остается в каком-либо промежуточном соединении. Только к концу сжатия поступает достаточно кислорода, распадение молекул C_H может продолжаться далее до образования CO_2 или H_2O , т. е. начинается сгорание.

Накаленные части стенок в двигателях с калильной головкой, также как «запальник» и накаленные стаканчики (насадки) предкамерных дизелей, являются, следовательно, более действительными «посторонними воспламенителями», чем были ранее применявшиеся фарфоровые калильные трубки. Эти двигатели являются двигателями с посторонним каталитическим воспламенителем, воспламеняющее действие которого при равной температуре значительно интенсивнее, чем таковое же фарфоровой трубки или чистого воздуха.

3. Зажигание электрической искрой; ее зажигающее действие является наиболее интенсивным из всех известных воспламенителей и основано, вероятно:

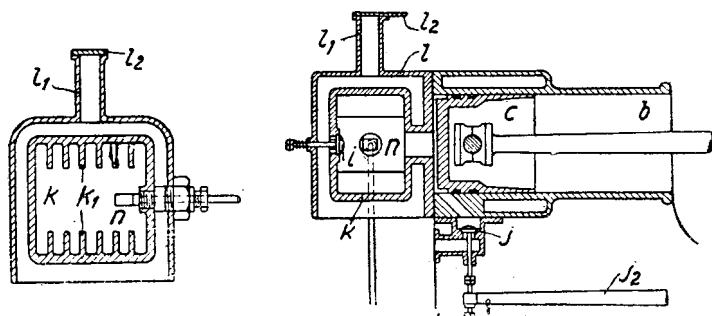
а) на образовании химически очень активного озона (O_3);

б) на образовании окисей азота (NO , NO_2), которые затем тотчас распадаются и отдают при этом атомический кислород (O), который в момент образования химически очень активен;

в) в расщеплении и ионизации переносящих электроны молекул топлива и кислорода, отчего отпадает «начальная реакция», т. е. образование и распадение пероксидов, и собственно сгорание тотчас устанавливается, так как имеется атомный кислород (0);

г) на интенсивном тепловом и каталитическом действии раскаленных металлических частиц электродов;

д) на возникновении звуковых волн, которые, отражаясь от стенок пространства сгорания, пересекают пламя и усиливают его сильным дополнительным сжатием реагирующих между собой молекул.



Фиг. 123. Предкамерный двигатель (с калильной головкой) Стюарта и Биннея.

Указанные три возможности воспламенения отличаются друг от друга только интенсивностью своего действия; следующий за воспламенением процесс сгорания, т. е. распадение отдельных молекул углеводородов, таков же. Полнота сгорания может быть улучшена хорошим смесеобразованием, как это, напр., отлично осуществлено в предкамерном способе.

Так как предкамерный процесс, с одной стороны, приобретает все большее и большее значение благодаря своему преимуществу именно при умеренных, даже самых малых давлениях в насосе достигать отличного сгорания при относительно высоком среднем эффективном давлении и высоком числе оборотов, с другой стороны, сущность еще достаточно мало известна, то впоследствии следует ближе коснуться его развития.

При этом под понятием «предкамера» соответственно смыслу слова понимают камеру, образованную подразделением пространства сгорания и расположенную перед главным пространством сгорания в направлении движения топлива.

Роль, которую играет предкамера в процессе сгорания двигателя, определяет способ работы предкамерного двигателя.

Первое предложение предкамерного двигателя¹ сделали англичане Герберт Акرويد Стюарт и Карл Р. Бинней по брит. пат. № 7146 от 1890 г. На фиг. 123 показан четырехтактный двигатель по патентному чертежу. Предкамера *K* не охлаждается и окружена теплоизо-

¹ В оригинале этот двигатель назван предкамерным, в то время как правильно будет назвать его двигателем с калильной головкой. (Прим. ред.).

лирующей воздушной рубашкой. Внутри предкамеры имеются ребра, на которые впрыскивается топливо и о которые оно должно воспламеняться. *i*—всасывающий клапан, *j*—выпускной клапан. Предкамеру *K* нужно подогревать снаружи только перед пуском в ход, при работе достаточно теплоты сгорания, чтобы поддерживать ее на температуре вспышки. Топливо должно впрыскиваться в камеру после сжатия чистого воздуха, следовательно, вскоре после в. м. т., как это следует из первой патентной заявки.

Двигатель, работающий на углеводородном топливе без воспламенительного пламени, при котором для предотвращения преждевременных вспышек поршнем при обратном ходе нагнетается в находящуюся в непрерывном открытом соединении с цилиндром горячую взрывную камеру *K* чистый воздух и только после перемены хода, следовательно, в начале рабочего хода поршня, мелко распыленное топливо впрыскивается в камеру *K*, которое там испаряется, смешивается с горячим воздухом, после чего может произойти воспламенение от горячих стенок.

Общее с известными современными предкамерными двигателями это предложение имеет во впрыскивании топлива около в. м. т. и воспламенение о горячие стенки (каталитическое постороннее воспламенение). Разница по сравнению с ними состоит в том, что предкамера здесь практически охватывает весь объем камеры сгорания, следовательно, сгорание будет совершаться почти исключительно в предкамере. В современных предкамерных двигателях объем предкамеры обычно составляет только 25—30% пространства сгорания; следовательно, в ней может совершаться только частичное сгорание.

Построить работоспособную машину по этому патенту не удалось, вероятно, потому, что свежий воздух просасывался через предкамеру и слишком сильно ее охлаждал. Так как двигатель без сомнения работал только с низким сжатием, то вспышки просто-напросто не бывали, по крайней мере при частичной нагрузке.

В германском патенте от 1891 г. поэтому те же изобретатели изменили способ работы тем, что всасывали свежий воздух не через предкамеру, но прямо в цилиндр, и, кроме того, топливо еще во время хода всасывания впрыскивается в наполненную остаточными газами предкамеру, где оно должно испариться и затем воспламениться.

Но мы знаем теперь, что воспламенение углеводорода не требует перед этим испарения, так как точка воспламенения всех паров жидких топлив лежит много выше, чем таковая жидких углеводородов, и значительно выше обычных конечных температур сжатия двигателей с чистым самовоспламенением.

Но это заблуждение, которое еще до настоящего времени широко распространено, не могло препятствовать тому, чтобы способ работы по вышеуказанному патенту получил большой успех: по нему работают и теперь еще двигатели с калильной головкой.

Двигатели с калильной головкой по патенту Акройда были выпущены впервые на рынок в 1893 г. английской фирмой Горнсби и начали свой победный путь как маломощный двигатель также и в других

странах. Их конечное давление сжатия составляло только около 3 атм., давление вспышки—около 9—10 атм. Это были, следовательно, двигатели с чрезвычайно низкими давлениями, которые, впрочем, соответствовали тогдашнему состоянию заводской техники. Расход топлива соответственно был высок—около 450 г/э. с. ч. при полной нагрузке (и выше).

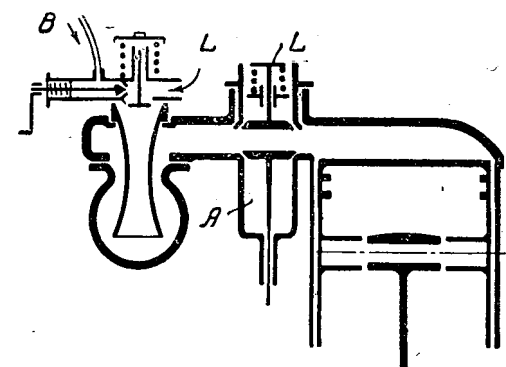
В Германии дальнейшее развитие двигателя с калильной головкой было почти полностью вытеснено двигателем высокого давления, а именно появившимся в 1897 г. «двигателем Дизеля» с расходом топлива около 200 г/э. с. ч.

Но этот чрезмерный энтузиазм к двигателю высокого давления встретил серьезные затруднения при практическом осуществлении, что и следовало ожидать, так как даже хороший завод, полностью

пригодный для построения паровых машин и больших газовых двигателей, ни в коем случае не удовлетворял требованиям двигателя высокого сжатия.

Несмотря на эту сильную помеху, последовавшую за успехом двигателя высокого давления, он рассматривался как идеал, а двигатель с калильной головкой оценивался как «мало-мощный».

За границей, прежде всего в Англии, Скандинав-



Фиг. 124. Предкамерный двигатель (с калильной головкой) Клерже.

ских странах и Америке, трезво отнеслись к двигателю высокого давления; приняли прежде всего дешевый, простой малый двигатель для рыболовных судов и мелкой промышленности. Что такой двигатель следовало строить не как двигатель высокого давления с компрессором распыливающего воздуха, было ясно всем проницательным конструкторам того времени, и для подтверждения этого не требовалось неудач Рудольфа Дизеля, потерпевшего полный крах с постройкой малых двигателей как в Германии, так и в Париже (автомобильный двигатель).

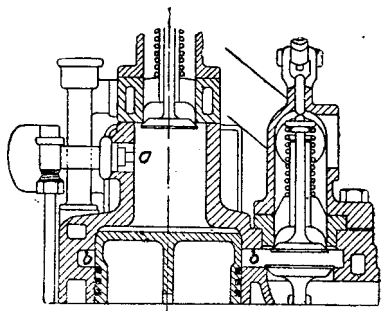
В V разделе будет подробно рассмотрено, как за границей двигатель низкого давления (с калильной головкой) развивался в сторону увеличения давления (к двигателю среднего давления—полудизелю), в то время как в Германии двигатель высокого давления развивался, так сказать, назад, в сторону двигателя среднего давления.

В брит. патенте № 816 от 16/1 1891 г. П. Ф. Мак-Кэллум внес весьма ценное предложение, именно он предлагал, вероятно первый раз в литературе, двигатель, работающий на угольной пыли, и выпрыскивание топлива в соединенную с цилиндром камеру в в. м. т., следовательно, после того как воздух сильно будет сжат в цилиндре.

Но замечательно то, что он не рассматривает в противоположность Акройду, Стюарту и Биннею предкамеру как «испаритель топлива», о горячие стенки которой смесь должна воспламеняться.

На патентных чертежах показан двухтактный двигатель «крейцкопфной» конструкции с сжатием продувочного воздуха во внутренней стороне цилиндра, прямоточной продувкой через расположенные внизу выхлопные окна и верхний продувочный клапан. Упомянутая камера располагается как сбоку, так и центрально в крышке цилиндра подобно двигателю Вестингауза (фиг. 125), она футерована изолирующим веществом для повышения температуры воздуха над температурой самовоспламенения впрыскиваемого топлива.

Интересное предложение предкамерного двигателя, а по существу двигателя с калильной головкой, содержит D. R. P. 120490 от 1899 г. Изобретатель Е. Клерже из Дижона делает предложение присасывать топливо (фиг. 124) в неохлаждаемую «предкамеру» (калильную головку) во время хода всасывания, отчасти перемешивая с воздухом. Воронка должна препятствовать тому, чтобы присосанная смесь не устремлялась в цилиндр, она должна, напротив, отклоняться к днищу раскаленной предкамеры и там «испаряться». Вспышка происходит при проникновении свежего воздуха в раскаленную головку в конце хода сжатия. Присасывание воздуха с топливом в калильную головку должно производиться для того, чтобы регулировать вспышку: при достаточном присосанном с топливом воздухе вспышка происходит раньше, чем при меньшем подводе воздуха в калильную головку.



Фиг. 125. Предкамерный двигатель Вестингауз (1911).

Двигатели, выполненные по этому предложению, автору не известны, однако Баньюло¹ возродил эту старую идею и осуществил; он регулирует, однако, только подвод топлива, но не присосанный с ним к калильной головке воздух.

Воззрение Клерже о влиянии свежего воздуха на момент воспламенения подтверждает двигатель английского о-ва Вестингауз в Лондоне, построенный в 1911 г. и поступивший в продажу, головка цилиндра которого показана на фиг. 125.²

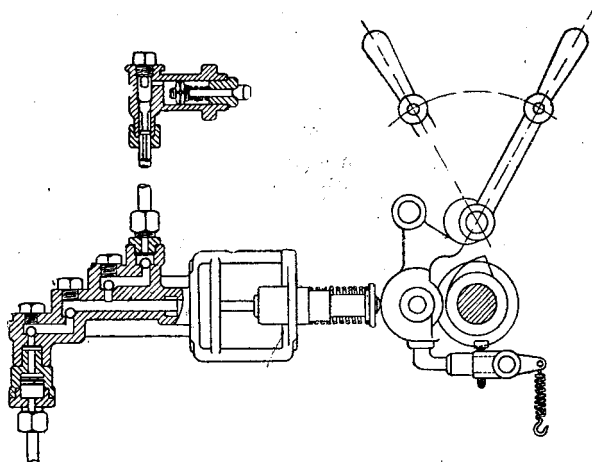
Камера сгорания подразделена на камеру *a* с неохлаждаемыми стенками и дополнительную камеру *b*, перекрываемую верхней кромкой поршня незадолго до в. м. т. Обе камеры сгорания имеют по одному впускному клапану.

При пуске в ход сперва подогревают снаружи стенки камеры *a*, ее впускной клапан остается закрытым; свежий воздух первоначально

¹ См. стр. 143.

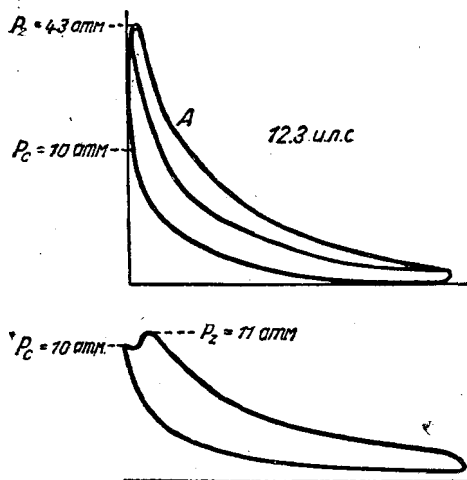
² «Engineering» 27/I 1911 г.

присасывается только через впускной клапан камеры *b*, чем предупреждается нежелательное охлаждение камеры *a*. Когда двигатель придет в нормальное тепловое состояние, тогда открывается также



Фиг. 126. Нефтяной насос двигателя Вестингауз.

впускной клапан камеры *a*, и обе камеры двигателя наполняются свежим воздухом. Одновременно перемещают момент впрыскивания,



Фиг. 127. Индикаторная диаграмма предкамерного двигателя Вестингауз.

устанавливая его незадолго до в. м. т. Нормальная индикаторная диаграмма показана на фиг. 127. В точке *A* видно влияние, открываемое идущим вниз поршнем, камеры *b*. Нижняя диаграмма показывает более длительное впрыскивание, чем достигается сгорание при постоянном давлении с мягким и «почти бесшумным ходом» при якобы бесцветном выхлопе.

Нормальное число оборотов составляет $n=600-700$, расход топлива—450 г газаля на э. с. ч. Несмотря на эти относительно благоприятные результаты, постройка этого двигателя по неизвестным причинам была оставлена. Возможно причиной по-

служило то, что при длительном холостом ходе и холодной погоде даже выключение впускного клапана камеры *a* не могло предотвратить охлаждения ее стенок.

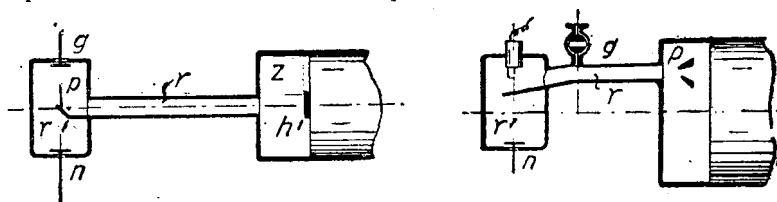
Бронс и Тиммер пользовались, вероятно, для своего двигателя (D. R. P. 167149 от 1904 г.) соображениями, изложенными в D. R. P. 120490. Однако в их двигателе, работающем с очень высоким сжатием, следовательно, чистым самовоспламенением, в запальный капсюль всасывалось только топливо. Воспламенение в двигателе Бронса происходило не в запальном капсюле, в который топливо попадало присасыванием или нагнеталось под малым давлением, но в главном пространстве сгорания, и именно тех частиц топлива, которые поступали вследствие разрежения в цилиндре во время хода всасывания через сверления капсюля.

В построенных позднее заводом Дейтц двигателях Бронса одновременно с топливом присасывался в капсюль и воздух. (D. R. P. 190914 от 1906 г.).

Этим двигатель с калильной головкой с каталитическим посторонним зажиганием Клерже был превращен в предкамерный двигатель с самовоспламенением Бронс-Дейтц.

Как и в каком размере несомненно раскаленный, запальный капсюль двигателя Бронса участвует в воспламенении (каталитически) осталось не установленным.

Существенную роль, особенно в дальнейшем, сыграла идея предкамерного способа Газельвандера, сделавшего в своем патенте от



Фиг. 128. Предкамера Газельвандера. Фиг. 129. Предкамера Газельвандера. 1901 г. предложение, весьма плодотворное в последующем, которое вкратце можно сказать так: выбрасывание в пространство сгорания главного количества топлива воспламенением вспомогательной смеси в предкамере, причем вспомогательная смесь образуется дроблением введенного количества топлива.

Газельвандер указывает в своем патенте 13 возможностей выполнения своего способа работы, притом как для жидких, так и газообразных топлив с электрическим и каталитическим посторонним зажиганием вспомогательной смеси. Две фигуры поясняют его мысли.

На фиг. 128 жидкое топливо устремляется через клапан g в предкамеру r .¹ Главная часть, наклонной пластинкой p , должна отводиться к соединительному каналу r , меньшая же часть должна образовать в камере r^1 вспомогательную смесь. Последняя при обратном ходе поршня воспламеняется (чистое воспламенение сильно сжатым горячим воздухом или неохлаждаемыми стенками предкамеры) и выбрасывает расположенное в канале r главное топливо в цилиндр, где оно ударяется на закрепленную на днище поршня отражательную пластинку h распыливается, воспламеняется и сгорает.

¹ На фиг. 128 ошибочно обозначено r .

На фиг. 129 топливо через вращающийся кран g попадает в канал r . Небольшая часть топлива должна стечь к предкамере r' , образовать там вспомогательную смесь, зажигаемую электрической свечей, и выбросить главное количество топлива, расположенное в r , в пространство цилиндра, где направляющее приспособление p обеспечивает хорошее внутреннее смесеобразование.

Получить устойчивой работы двигателей, работающих по этому способу, не удалось (опытное выполнение завода Дейтц), так как вспышки вспомогательной смеси были неправильными. Не удавалось также правильно разделить топливо на постоянное количество для вспомогательной смеси и переменное—главное количество. Количество вспомогательной смеси было или слишком велико или мало, а поэтому вспомогательные взрывы или слишком сильными или слабы. Далее, введение топлива должно было быть очень ранним, чтобы не могло произойти вспышки во время впрыскивания, следовательно, в начале сжатия. Так как вспышка, вероятно, происходила при содействии горячих частей стенок, то она по времени протекала очень неточно, а часто вообще не происходила.

Другой двигатель, построенный по патенту Газельвандера от 1898 г., Маффейем, в Мюнхене, описал Дуббель¹. Рабочий поршень этого двигателя, имел вытеснитель, который в в. м. т. входил в камеру сгорания, так что в отдельном кольцевом пространстве цилиндра находящийся воздух сжимался сильнее, чем в камере сгорания. Это кольцевое пространство через отверстие соединялось с «открытой» форсункой, в которую ранее подавалось топливо под незначительным давлением насоса. Более сильно сжатый воздух отделенного кольцевого пространства цилиндра во время уравнивания давления с камерой сгорания увлекал топливо в камеру сгорания ($p_e=20$ атм.), при этом оно распыливалось и сгорало с сильным повышением давления ($p_e=47$ атм.). Это нежелательное сильное повышение давления происходило оттого, что уже к началу уравнивания давлений все поданное топливо увлекалось перетекающим воздухом в камеру сгорания, так что начавшееся воспламенение тотчас распространялось на все топливо и имело следствием сгорание при $v=\text{const}$.

Эта протекавшая по различным направлениям изобретательская деятельность Газельвандера объяснялась стремлением избежать компрессора высокого давления для распыливающего воздуха, удорожавшего, усложнявшего двигатель дизеля и делавшего его, как малый двигатель, мало пригодным.

Недостаток компрессора высокого давления был известен также и Дизелю, но тогда нельзя было осуществить непосредственного впрыскивания топлива только высоким давлением насоса при том состоянии машиностроения и знаний сущности внутреннего смесеобразования.

Так как нельзя было отказаться от вдувания топлива, то Дизель пришел к мысли сжимать воздух в рабочем цилиндре на 15 атм. выше,

¹ V. D. I. 1906 г., стр. 1790.

чем обычно, и небольшую часть этого сильно сжатого воздуха проталкивать в конце хода поршня через управляемый клапан в маленький баллон. Когда после небольшого перемещения поршня давление в пространстве сгорания падет до 30 атм., тогда используется перед этим забранный более сильно сжатый заряд воздуха промежуточного баллона для вдувания топлива.

Этим устройством устранялся компрессор высокого давления, но нужно было рассчитывать шатунный механизм на соответственно более высокое конечное давление сжатия, а кроме того, происходило загорание форсунки, засорение и прогорание сопла.

Несмотря на неудачу Дизеля с этим «способом перепуска», Фогель пытался его улучшить. Построенный заводом МАН опытный двигатель в 1911 г. не получил дальнейшего развития.

Другим путем для избежания специального компрессора высокого давления шли Газельвандер и прежде всего Тринклер. Последний построил в головке цилиндра маленький сжимающий поршень, цилиндр которого наполнялся сжатым воздухом из главного цилиндра; незадолго до в. м. т. этот сжатый воздух сжимался далее маленьким поршнем (от специального распределения или конечным давлением сжатия) и служил для вдувания топлива. Следовательно, рабочий цилиндр был первой ступенью, вспомогательный цилиндр—второй ступенью сжатия.

Подобный двигатель был построен фирмой бр. Кертинг, акц. о-ва Ганновер, по патенту Тринклера, однако из-за затруднений с выключающим устройством маленького поршня компрессора и загрязнений узких каналов для сжатого воздуха, а также загораний сопла вследствие неохлаждаемого распыливающего воздуха был оставлен.

Все попытки упростить компрессорный двигатель дизеля устранением компрессора потерпели крах, и притом не случайно то, что все работавшие над этим изобретатели были немцы;¹ заграничные изобретатели были слишком пристрастны к двигателю высокого давления, заграничное машиностроение удовлетворялось немецкими лицензиями (так же, как и теперь с автомобильным двигателем дизеля) или пыталось далее усовершенствовать двигатель с калильной головкой.

Двигатель с калильной головкой в свое время был очень распространенным двигателем, удовлетворительно работавшим только при полной нагрузке и трех четвертях нагрузки. При перегрузке калильная головка становилась слишком горячей. Впрыскиваемое топливо совершало с остатками кислорода остаточных газов не только «начальную реакцию», т. е. образование пероксидов, но «крекировалось» о слишком горячие стенки калильной головки, т. е. оно расщеплялось на водород и богатые углеродом побочные соединения. При начале сгорания сгорал водород и затем уже при недостатке кислорода тяжело воспламеняющиеся, богатые углеродом побочные соединения. Результат: ранние вспышки (стук), неполное сгорание, дымный выхлоп, загрязненная головка. Некоторой помощью являлось обычно

¹ Тринклер—русский конструктор. (Прим. ред.).

впрыскивание воды для «внутреннего охлаждения». но это имело недостаток:—отложение накипи в цилиндре и, следовательно, его быстрый износ.

При уменьшающейся нагрузке калильную головку следовало предохранять от потока воздуха, при частичной нагрузке она была слишком холодной, происходили пропуски вспышек.

Паяльной лампой приходилось поддерживать температуру калильной головки до температуры вспышки. Результат: пожарная опасность и повышенный расход топлива.

Для устранения этих недостатков швед Брандес сделал в шведском патенте чрезвычайно интересное предложение.

В патентном описании он упоминает недостаточные эксплуатационные свойства двигателей с калильной головкой, говорит о повышении сжатия ¹ и предлагает охлаждать все пространство сгорания, за исключением канала, выполненного в форме расходящейся горловины. Этот канал можно при пуске в ход легко и быстро нагреть, а при частичной нагрузке он не будет охлаждаться, так как расположен внутри. Как показано на фиг. 130 (патентный чертеж), топливо должно впрыскиваться на стенки этого неохлаждаемого канала и там воспламеняться, причем Брандес подчеркивает, что с его двигателем можно достичь как сгорания при постоянном объеме, так и сгорания при постоянном давлении ². Расходящаяся в обе стороны горловина должна была служить для уравнивания давлений между обоими пространствами, несмотря на высокие скорости газа при наименьшем расходе топлива.

Следует отметить, что Брандес таким образом указал путь от двигателя с калильной головкой (двигатель низкого давления) к двигателю среднего давления (полудизель), тот путь, который ряд заводов двигателей с калильной головкой проделал только в послевоенное время (напр., Фербенкс-Морзе, Прайс-де-ла-Вернь, Баннер Фальк в Америке, Виккерс-Петер в Англии, Болиндер в Швеции и мн. др.).

Автор высказывает мнение, что этот способ работы в сущности повторяется во многих современных очень многочисленных предкамерных двигателях, с тем единственным конструктивным улучшением, что указываемая Брандесом неохлаждаемая горловина сделана сменной, могущей быть возобновленной, если она после некоторого времени выгорит (напр., предкамерные двигатели М. В. М., бывш. Бенц, Дейтц, Кэмпер, Даймлер-Бенц, Зульцер).

¹ В описании своего шведского патента № 24041 Брандес говорит: «Двигатели с высоким сжатием и все большие двигатели возможны только при впрыскивании воды в цилиндр, а так как эта вода испаряется, а находящиеся в ней соли отлагаются на стенках цилиндра, то от этого часто происходят нарушения в работе.

Этот недостаток—предлагаемое устройство воспламенения устраняет тем, что только часть пространства сжатия, первая приходящая в соприкосновение с впрыскиваемым топливом, подогревается, а нагретые стенки усилены охлаждаемыми».

² Расширение горловины выполняется смотря по требуемому сгоранию, идет ли речь о процессе при постоянном давлении или о быстром сгорании.

Переходя собственно к предкамерному процессу, необходимо отметить, что он еще окончательно не изучен.

В то время как все двигатели со струйным распыливанием работают с высокими давлениями в насосе, чтобы достичь мелкого распыливания и тем возможно малого замедления сгорания, быстрого полного сгорания и высокого среднего эффективного давления, всего этого достигают при предкамерном процессе с умеренными давлениями в насосе, следовательно, при достаточно грубом распыливании, и, несмотря на это, до сих пор еще нельзя было установить высший предел числа оборотов ($n \geq 1600$) при этом способе работы.

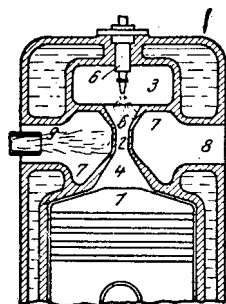
Модерзон расчетом пояснил,¹ что работоспособность предкамерного газа приблизительно равна таковой же распыливающего воздуха, однако он пришел к заключению, что сам процесс сгорания в предкамерном двигателе существенно отличается от такового же в компрессорном двигателе, так как еще не сгоревшее топливо, вылетая из предкамеры, окруженное остаточными газами, завихривается в пространстве сгорания и потому быстро и полностью сгорает.

Модерзон, вероятно, сделал еще больше благоприятных предположений для предкамерного процесса, так как последний доказал себя при более худших условиях.

Во-первых, распылитель компрессорного двигателя намного превосходит «распылитель» предкамерного двигателя в отношении механического действия и, во-вторых, двигатель Бронса (фиг. 196) и американский двигатель Гилля (фиг. 215) доказали, что не только можно ограничиться грубым распыливанием топлива, но возможно располагать топливо практически не распыленное на днище предкамерного капсюля, чтобы получить такое же хорошее сгорание (200—225 г/с. ч.) даже при числе оборотов $n=700$, как и у других предкамерных двигателей с грубым распыливанием топлива.

Хорошее распыливание при предкамерном способе заключается в том, что выдувание из предкамеры происходит не холодным сжатым воздухом, но горячими газами с температурой 1800—2000°C.

Эти горячие газы передают свое тепло топливу не только конвекцией, но в значительно большей степени излучением. Поэтому находящееся в предкамере топливо почти мгновенно нагревается до температуры выше критической, т. е. переходит в парообразное состояние; при выдувании предкамеры его не требуется «распылить», но оно в виде пара высокой температуры легко завихривается по всему пространству сгорания вытекающими горячими предкамерными газами.



Фиг. 130. Предкамера Брандеса.

¹ Модерзон «Druckeinspritzung oder Vorkammervverfahren» V. D. I. 1924 г., стр. 765.

Что эта работа завихривания бедными кислородом горячими газами ведет к хорошему сгоранию даже при высших числах оборотов, объясняется, пожалуй, тем, что перегретый пар топлива не внедряется во внутрь горячих газов, но находится по их внешней поверхности, так как увлекается ими силой трения.

Даже можно утверждать, что опыт заменить горячие предкамерные газы холодным сжатым воздухом привел бы, по крайней мере при высоком числе оборотов, к неудаче, так как воздух не обладал бы чрезвычайно важным действием теплоизлучения—кажущийся недостаток предкамерного процесса является, следовательно, его важнейшей деятельной силой.

Чрезвычайно важное влияние теплоизлучения на частицы топлива во время процесса сгорания до сих пор было вообще просмотрено: нагреванием до температуры, много большей критической, частицы топлива переводятся в парообразное состояние, причем они имеют примерно ту же плотность, как и газы, в которых они находятся. В этом состоянии они легко могут следовать за вихрями пространства сгорания, по которому они продуктами сгорания и «рассеиваются». Кроме того, соединение с молекулами кислорода более легко, так как они легче могут войти в соприкосновение с молекулами кислорода, чем в том случае, когда последним приходится диффундировать через паровую оболочку.

Этим также объясняется то, что в двигателе с внутренним смесеобразованием сгорание полностью оканчивается даже при $n=2\ 400$, причем следует считаться с тем, что число молекул углеводорода в капельке топлива 0,01 мм составляет около одного биллиона. Каждая молекула углеводорода должна соединиться с соответствующим числом молекул кислорода, чтобы через длинный ряд ступеней реакции образовать конечные продукты сгорания CO_2 и H_2O .

Трудно представить, чтобы это распадение могло совершиться в короткое время, если каждая частица топлива должна сгореть только в жидком состоянии, следовательно, как крошечная свеча.

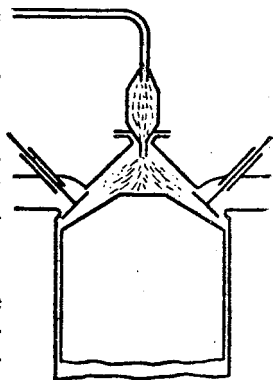
Если представить себе процесс сгорания предкамерного двигателя по схеме Брандеса (фиг. 130), рассматриваемым в лупу времени, то получится приблизительно следующий процесс.

Топливо, впрыскиваемое во время хода сжатия на раскаленную шейку, вследствие сфероидального состояния в большей своей части отбросится в предкамеру, наполненную остаточными газами. С проникновением свежего воздуха около в. м. т. в предкамере начнется воспламенение, при этом оно начнется от раскаленной шейки, раскаленная окись металла которой действует каталитически, ускоряя реакцию. Воспламенение перенесется на смесь в предкамере, вытекающие из предкамеры в цилиндр вследствие повышения давления горячие газы, проходя мимо еще жидкого топлива, приставшего к стенкам шейки, будут нагревать его до температуры свыше критической, следовательно, испарять и увлекать за собой, так что оно сгорит в главной камере сгорания.

Сравнивая вероятное протекание сгорания в современном предкамерном двигателе, напр., предкамерном двигателе М.В.М (Бенц-Маннгейм) (фиг. 202), получается следующее.

Впрыскиваемое в виде узкого конуса незадолго до в. м. т. топливо попадает главным образом на днище стаканчика, через отверстие которого оно не может проникнуть в главное пространство сгорания из-за воздушного потока, направленного в предкамеру. Внешняя часть конуса струи топлива попадает на горячую воронку стаканчика, здесь устанавливается воспламенение, передающееся тотчас на находящуюся в предкамере смесь, образующуюся сильным движением воздуха при уравнивании давлений.

Вытекающие в главное пространство сгорания газы испаряют и увлекают с собой не только топливо, приставшее к стенкам предкамеры, но прежде всего топливо, расположенное на днище стаканчика, увлекая его для сгорания в виде пара через отверстия в главную камеру сгорания.



Фиг. 131. Предкамера по Л'Оранжу.

Схема по патенту Л'Оранжа, бывшего директора М. В. М., показана на (фиг. 131).

Л'Оранж стремился к двигателю дизеля, но хотел избежать компрессора для распыливающего воздуха. Он понял, что предкамерный способ особенно пригоден для этого, но, конечно, не в форме выполнения Газельвандера. Л'Оранж подчеркивает в введении к своему патентному описанию то, что он хочет избежать несовершенств метода Газельвандера, так как «предварительная вспышка происходила то слишком рано, то поздно, то слишком сильно или слишком слабо».

Этого нерегулируемого воспламенения Л'Оранж хочет избежать устройством двигателя, в котором топливо «тотчас сгорает по поступлении», следовательно, не как у Газельвандера после 1-2 тактов. Чтобы достичь необходимой для этого температуры воздуха, он впрыскивает топливо через предкамеру (называя ее «расширением» форсунки), стенки которой не охлаждаются, чтобы повысить конечную температуру сжатия. В этом «расширении форсунки» топливо не должно помещаться, как у Газельвандера, т. е. приходить в спокойное состояние, но, однако, только впрыскиваться через него. Так как по предположению изобретателя топливо тотчас после поступления в двигатель, т. е. в предкамере, воспламенится о горячий воздух, то давление в предкамере повысится по сравнению с цилиндром, и вследствие этого газы вместе с жидким топливом поступают в цилиндр и распыливают его. Эти газы образуются оттого, что жидкое топливо при прохождении через камеру «отчасти полностью сгорает, частью распадается и частью испаряется».

Изобретатель стремился к чрезвычайно оригинальному предкамерному способу, отличающемуся, пожалуй, от такового Газельван-

дера: последний выбрасывал все поданное во время хода всасывания в расширении форсунки топливо посредством предварительного взрыва в пространство сгорания, где оно со взрывом при большом повышении давления сгорало.

Л'Оранж впрыскивает топливо постепенно под давлением насоса, превышающим давление сгорания, топливо должно при поступлении в предкамеру «тотчас» сгорать. Он стремится, следовательно, к «медленному введению топлива», т. е. к сгоранию при постоянном давлении, как предложили Джауль и Келлер и осуществил Дизель.

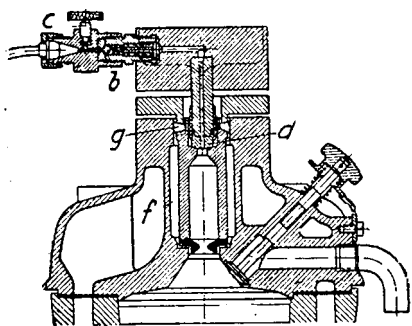
Так как Л'Оранж очевидно знал, что только одним впрыскиванием топлива нельзя достигнуть хороших результатов и что следует в дальнейшем получить хорошее внутреннее смесеобразование, с успехом осуществляемое распыливающим воздухом, то он и заменил последний сгоранием вспомогательной смеси, как он назвал, в «расширении форсунки». В то время как у Газельвандера взрыв вспомога-

тельной смеси производил «впрыскивание» покоящегося топлива в пространство сгорания, у Л'Оранжа энергия вытекающих предкамерных газов присоединяется к энергии движущегося в том же направлении топлива. Сопровождающие жидкое топливо предкамерные газы должны его как изменять химически (разлагать), так и воздействовать на него физически (испарять и распыливать) и, кроме того, завихривать в пространстве сгорания.

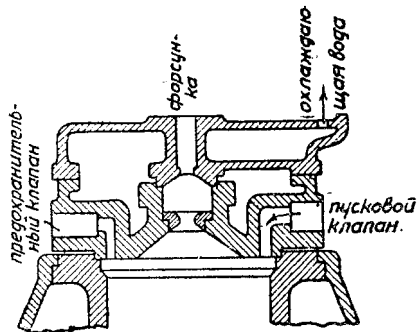
Перед войной фирме Бенц не удалось осуществить практически приемлемого двигателя с таким способом работы, и осуществлен он был лишь после войны.

Предкамерный способ Л'Оранжа видоизменен Лейденротом (приобретенным Крупном) и Марксом (конструкция Вортингтона) (фиг. 132 и 133).

Оба изобретателя, как и Л'Оранж, впрыскивают топливо в виде узкого конуса через предкамеру в главное пространство сгорания. Но в то время как Л'Оранж стремится к мгновенному воспламене-



Фиг. 132. Предкамера Лейденрота (Крупп): *b*—обратный клапан; *c*—игольчатый клапан для удаления воздуха; *d*—форсунка предкамеры; *f*—водяная рубашка; *g*—набивка (графитовый шнур).



Фиг. 133. Головка цилиндра 2-тактного предкамерного двигателя английской фирмы Вортингтон.

нию в предкамере вспомогательной смеси о горячий предкамерный воздух, Лейдернот и Маркс хотят иметь воспламенение в предкамере только тогда, когда заряд топлива уже пройдет предкамеру. Чтобы избежать предварительных вспышек в предкамере, оба изобретателя интенсивно охлаждают стенки предкамеры, но между камерой сгорания в цилиндре и предкамерой оставляют неохлаждаемую горловину, рассматриваемую как каталитический посторонний воспламенитель. Главное количество топлива может пройти через центральное отверстие горловины в пространство цилиндра, в то время как отделившиеся частицы топлива ударяются о горячую горловину и воспламеняются тогда, когда главное количество топлива уже покинуло предкамеру. Воспламенение в предкамере вызывает поток газа, который в главной своей части происходит после окончившегося впрыскивания топлива через предкамеру в камеру сгорания, и сильно завихривает содержимое последней.

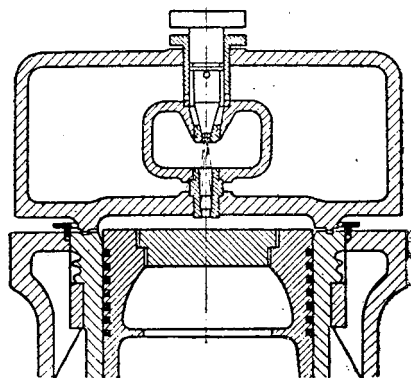
Чрезвычайно удачную конструкцию предкамеры дает фирма бр. Кертинг, Ганновер, выполняющая двигатели по патенту 1921 г. (фиг. 134).

Изобретатель (Сарториус) дает своей полностью охлаждаемой предкамере плоскую широкую форму, служащую очевидно только для получения резерва воздуха в предкамере; в действительности сгорание происходит при 46% избытка воздуха, как показали стробоскопические анализы газа проф. Неймана.¹

Эта предкамера соединена с главной камерой сгорания посредством сильно охлаждаемого длинного и узкого канала, на внутренние стенки которого впрыскивается топливо. Эти стенки канала по измерениям проф. Неймана, Ганновер, имеют чрезвычайно низкую температуру в 130° Ц, следовательно, не являются каталитическим посторонним воспламенителем.

Процесс протекает приблизительно следующим образом.

Примерно за 13° угла поворота кривошипа перед в. м т. открывается форсуночная игла, и топливо впрыскивается на стенки узкого соединительного канала. Так как в это мгновение уравнивание давлений между камерой сгорания и предкамерой еще продолжается, то в шейке канала господствует воздушный поток большой скорости в направлении предкамеры, следовательно, против направления струи топлива. Когда частицы топлива воспламеняются о сильно сжатый горячий воздух (двигатель работает с высоким конечным давлением.

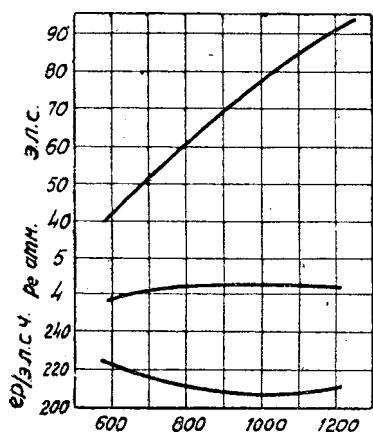


Фиг. 134. Предкамера бр. Кертинг.

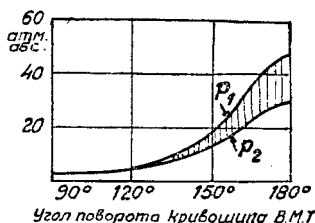
¹ N e u m a n n «Untersuchungen an einer Vorkammermaschine» V. D. I. 1928 г., стр. 1241.

сжатия в 41 атм.), что происходит примерно за 4—5° перед в. м. т., тогда поток газа изменяет направление, во-первых, из-за повышения давления в предкамере, составляющего около 20 атм. избыточных над конечным давлением сжатия, и, во-вторых, из-за отходящего поршня. Резкое истечение горячих предкамерных газов (около 1850°Ц по проф. Нейману) увлекает впрыскиваемое топливо вдоль стенок канала в камеру сгорания. Так как форсуночная игла закрывается только при 25—30° после в. м. т., то главное количество топлива вместе с горячими предкамерными газами постепенно попадает в пространство сгорания и там сгорает при умеренном повышении давления.

В то время как во всех предкамерных двигателях, работающих по принципу Брандеса с расположением топлива на доньшке предкамеры (насадка капсуля), продолжительность впрыскивания должна быть возможно меньшей, чтобы все топливо уже расположилось на доньшке предкамеры, прежде чем



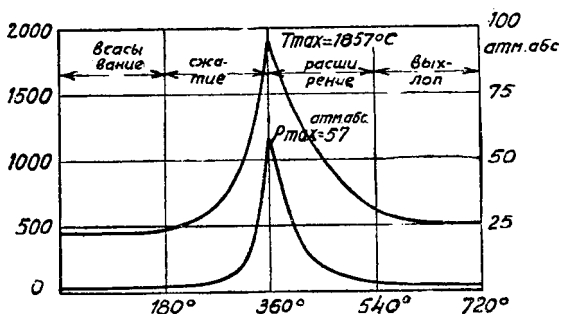
Фиг. 135. Характеристика предкамерного автомобильного двигателя Кертинга.



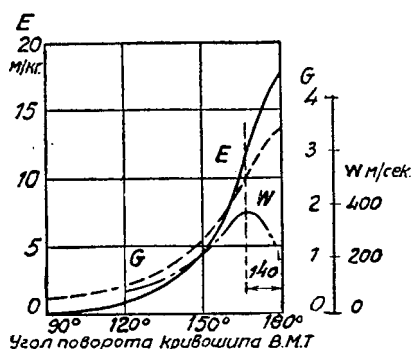
Фиг. 136. Изменение давлений в цилиндре (P_1) и в предкамере (P_2) двигателя Кертинга и в зависимости от угла поворота кривошипа при $n=311$. (По проф. Нейману).

в предкамере начнется воспламенение, чтобы оно возможно более было подвержено воздействию проходящих горячих предкамерных газов и полностью выдувалось из предкамеры в главную камеру сгорания (оставшееся в предкамере топливо коксуется), здесь происходит нечто другое.

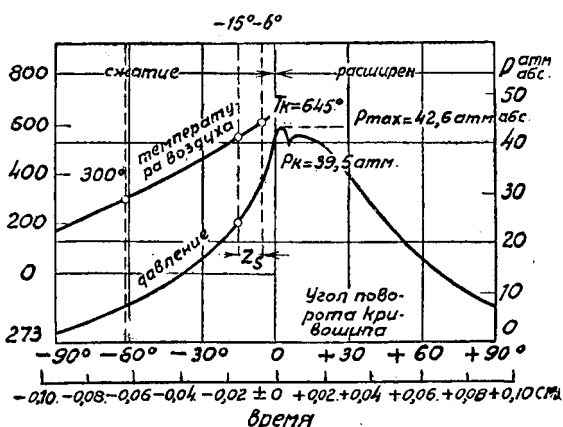
Вспомогательная смесь зажигается только о воздух, и этот отказ от каталитической калильной вставки делает двигатель полностью независимым от химических и физических свойств топлива. Ароматические каменноугольные масла сгорают точно так же хорошо, как чисто алифатические газолы, мазуты с высоким содержанием асфальта или легко кипящие топлива, как бензол и бензин. Это объясняется устройством канала и продолжительностью впрыскивания: длинный узкий канал препятствует внезапному уравниванию давлений и допускает только постепенное истечение из предкамеры. Процесс впрыскивания намеренно удлинен, и топливо при этом чрезвычайно искусным способом подвержено интенсивному воздействию горячих предкамерных газов тем, что оно впрыскивается на стенки канала, с которых



Фиг. 137. Изменение давлений и температур в °Ц. в предкамере двигателя Кертинга в зависимости от угла поворота кривошипа. (По проф. Нейману).



Фиг. 138. Процессы истечения в предкамере в конце хода сжатия при $n=311$. G —вес воздуха, поступивший из цилиндра в предкамеру. W —скорость перетекания м/сек . E —кинетическая энергия истечения, кгм .

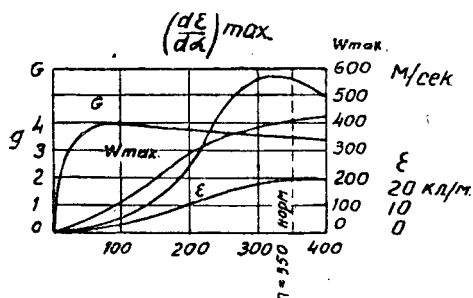


Фиг. 139а. Протекание воспламенения в предкамерном двигателе Кертинга. (По проф. Нейману).

оно большей частью отскакивает (сфероидальное состояние). Кроме того, протекающие горячие газы, получают значительную относительную скорость, увлекают частицы топлива, ударяя их при этом о стенки канала и т. д., т. е. получается более интенсивное средство для воздействия предкамерных газов на топливо.

Расход топлива предкамерным двигателем Кертинга в 18 э. л. с. при $190 \text{ } \varnothing \times 316$, $n=350$ и $p_e=5,17 \text{ кг/см}^2$ составляет по измерениям проф. Неймана 243 г/э. с. ч.

Учитывая нечувствительность двигателя к самым различным топливам и умеренное давление впрыскивания, можно этот предка-



Фиг. 1396. Процессы истечения в предкамере в зависимости от числа оборотов. G —вес воздуха, поступивший из цилиндра в предкамеру во время сжатия; W_{max} —наибольшая скорость перетекания во время хода сжатия; E —кинетическая энергия воздуха, поступившего в предкамеру; $\frac{dE}{da \max}$ изменение кинетической

энергии струи топлива, максимум должен быть за время вспыскивания топлива в предкамеру.

расположены в крышке цилиндра и приводятся снизу. Двигатель расходует около 200 г газаля на э. с. ч., но в отношении чистоты выхлопа, особенно при частичной нагрузке, не является вполне удовлетворительным и потому еще не выпущен на рынок.

Проф. Нейман (Ганновер), подробно исследовал стационарный предкамерный двигатель Кертинга и доложил об этом Z. d. V. d. I. 1928 г., стр. 1241; фиг. 136—139 взяты из этого доклада.

Данные по двигателю следующие:

Диаметр цилиндра	190 мм
Ход	316 "
Число оборотов	350 об/мин.
Мощность	18 э. л. с.
Объем цилиндра	8,96 л
Пространство сжатия	0,444 "
Объем предкамеры	0,195 "
Среднее индикаторное давление	7,15 атм.
" эффективное "	5,17 "
Механический коэффициент полезного действия	72,4 проц.
Коэффициент подачи цилиндра	81,2 "

мерный двигатель отметить как вполне удовлетворительный бескомпрессорный двигатель дизеля, который пригоден не только для малой и средней мощности, как до сих пор (1 000 л. с. в 4 цилиндрах), но также и для крупных двигателей дизеля.

Фирма спроектировала 6-цилиндровый автомобильный двигатель, работающий по этому же принципу, имеющему при числе оборотов $n=1\ 200$ мощность $N_e=90$ л. с. и вес в 1 400 кг.

Цилиндры $130 \varnothing \times 170$, верхняя часть картера с 6 цилиндрами отлита в один блок, рабочие втулки запрессованы, подвесные клапаны

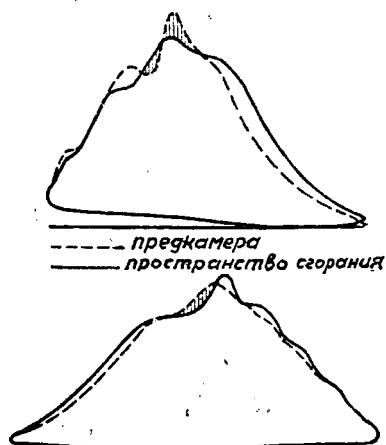
Коэффициент избытка воздуха	1,42	„
Расход топлива	243	г/э. с. ч.
Экономический коэффициент полезного действия	26	проц.
Начало впрыскивания	13°	перед в.м.т.
Воспламенение	4,5°	„ „
Закрытие иглы	31°	после „

Т е п л о в о й б а л а н с .

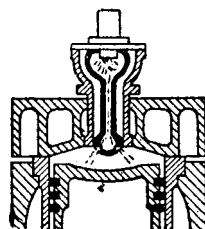
Тепло, превращенное в эффективную работу	25,9	проц.
„ „ в трение	9,9	„
„ отведенное охлажд. водой цилиндра ¹	33,8	„
„ „ „ „ предкамеры	3,6	„
„ „ „ „ отходящими газами	24,6	„
Остаток	-2,8	„

Из тепла, отведенного в охлаждающую воду предкамерой, на охлаждение камеры приходится 60%, на охлаждение канала—40%.

Энергия потока газа, истекающего из предкамеры, ² равняется 14,3 кг/м. Вес топлива, впрыскиваемого за рабочий ход, составляет 0,416 г, следовательно, энергия распыливания при вытекании из предкамеры на грамм топлива составляет 34,3 кг м, в то время как эта величина в компрессорных двигателях дизеля составляет около 6—10 кг м на грамм топлива.



Фиг. 140. Смещенные индикаторные диаграммы с предкамеры и главной камеры сгорания.



Фиг. 141. Предкамера бр. Зульцер.

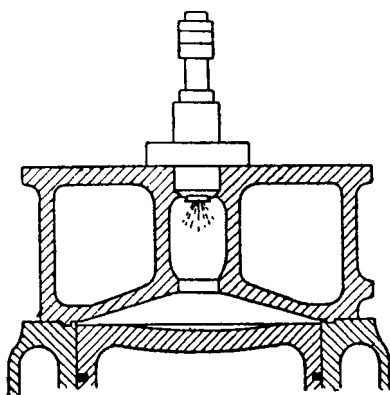
В предкамерных двигателях другой конструкции энергия истекающих из предкамеры газов значительно меньше и достигает по Модерзону величины энергии распыливающего воздуха, что объясняется тем, что избыточное давление предкамеры против главного пространства сгорания достигает вообще только около 3 атм. (фиг. 140), в то время как эта разница в предкамерном двигателе Кертинга составляет 17—22 атм.

Интересная предкамера показана на фиг. 143 по патентной заявке Коль, Берг-Гладбах, Моторенфабрик, Дармштадт.

¹ Работа трения поршня учтена дважды, поэтому остаток отрицателен (Прим. ред.).

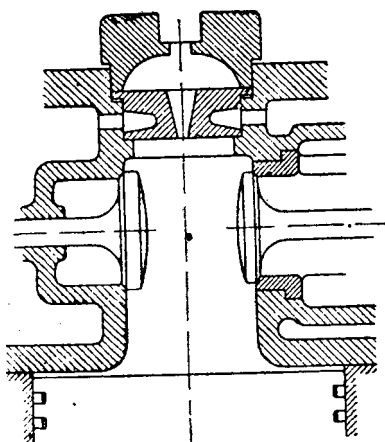
² В оригинале упоминается одновременно с энергией исходящего потока также энергия потока, входящего в предкамеру, что по смыслу всего последующего изложения не верно, а потому и опущено. (Прим. ред.).

Предкамера по внешнему построению очень схожа с конструкцией Кертинга, но изобретатель полностью отказывается от охлаждения камеры якобы из-за того, что при частичной нагрузке и холостом ходе может легко произойти коксование в предкамере, особенно при ма-

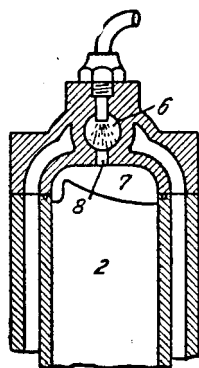


Фиг. 142. Предкамера бр. Зульцер.

лых цилиндрах. Поэтому Коль интенсивно охлаждает только соединительный канал, располагаемый в специальной промежуточной части. Крышку предкамеры он оставляет без охлаждения, из-за чего якобы в предкамере никогда не образуется кокса. См. стр. 129.



Фиг. 143. Предкамера Коль.

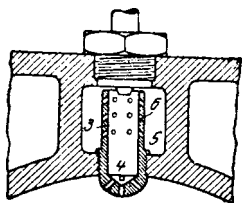


Фиг. 144. Предкамера Лейснера.

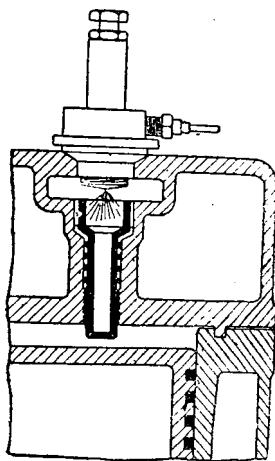
Конструкция предкамеры Лейснера показана на фиг. 145. (Eilwe Vorkammermotor шведской фирмы Льюсне-Воксна). Лейснер преследовал цель подразделить предкамеру на воспламенительное пространство и концентрически к нему примыкающее пространство с

некоторым резервом воздуха. Этот воздух при обратном своем движении в главную камеру сгорания, во время движения поршня вниз, должен увлечь все могущие быть остатки топлива из воспламенительного пространства в цилиндр, где они и сгорают. Действующий как катализатор, неохлаждаемый верхний конец насадка свободно вдается в предкамеру, омывается со всех сторон протекающими горячими газами, идействует как катализатор. Быстрого выгорания насадка не замечается, он служит примерно 1 000—2 000 час. работы.

Устройство предкамеры двигателя Коло-Дизель, Мюнхен, показано на фиг. 147. Укрепленный на днище поршня вытеснитель входит в в. м. т. непосредственно в предкамеру и, как утверждает конструктор, благодаря отверстиям, сделанным в его основании, регулируется



Фиг. 145. Предкамера Лейснера со сменным насадком.



Фиг. 146. Предкамера Кемпера.

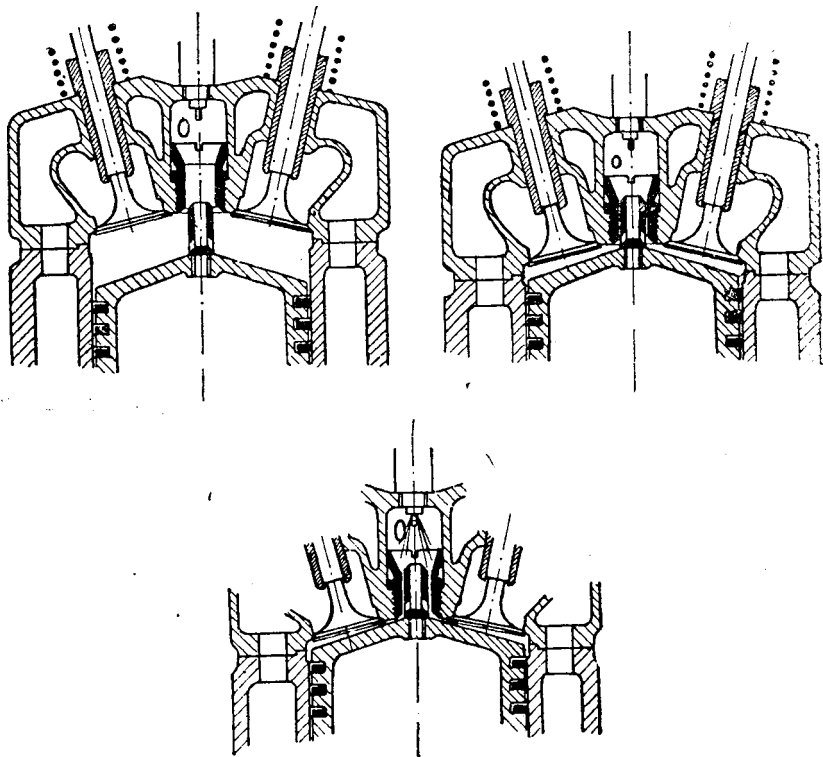
вытекание, т. е. уравнивается давление между предкамерой и главной камерой сгорания, чем достигается очень плавный ход двигателя.

В настоящее время фирма не придает очень большого значения этому мнимому преимуществу, так как перешла к другой конструкции воспламенителя. Может быть, причиной этого явились технологические затруднения, так как, несомненно, нужна большая степень точности, если насадок на поршне должен входить с небольшим зазором в вставку предкамеры, в то же время не соприкасаясь с ней. Кроме того, наблюдалось выгорание насадка на поршне.

В настоящее время некоторыми высказывается мнение, что горячие стенки предкамеры служат для того в первую очередь, чтобы скомпенсировать охлаждение проникающего в предкамеру сдросселированного воздуха нагреванием его до температуры выше точки самовоспламенения топлива. Конечно, это подогревание несомненно происходит,

но не имеет существенного значения для процессов воспламенения и сгорания, это доказывает мгновенный пуск холодного предкамерного двигателя при применении маленькой электрической спирали, действие которой в смысле нагревания воздуха не может иметь места. Она действует чисто каталитически на воспламенение попадающих на нее частиц топлива.

Конечно, чистое самовоспламенение в предкамере, т. е. воспламенение только горячим воздухом без катализатора, вообще желательно, так как тогда предкамерный двигатель был бы так же не чувствителен



Фиг. 147. Предкамера Коло-Дизель.

к химическому составу топлива, как и двигатель дизеля со струйным распыливанием. Чувствительность предкамерных двигателей, работающих с каталитическим посторонним воспламенением, к химическому строению различных топлив, проявляющаяся в загрязнении предкамеры соединениями, богатыми углеродом, объясняется тем, что каждое топливо имеет определенную температуру, при которой оно химически расщепляется.

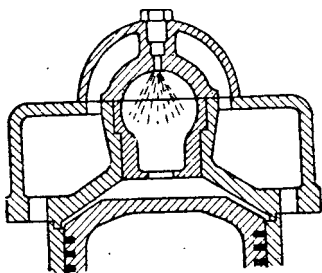
Несомненно, эти загрязнения происходят от крекингов (частиц топлива), остающихся в предкамере.

На чувствительность предкамерного двигателя к химическому строению топлива имеет колоссальное значение температура каталитического воспламенителя, которая должна быть возможно ниже.

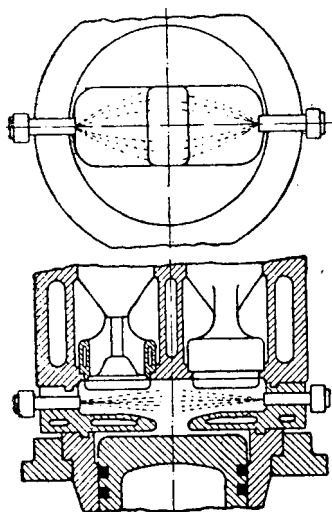
Двигатели с калильной головкой, температура стенок головки которых может легко достичь 500°C и выше, являются, как известно, очень чувствительными в этом отношении, так что при несоответствующем топливе калильную головку следует иногда очищать уже после 25—30 часов работы, чтобы получить хороший ход и мощность двигателя.

Напротив, превосходный автомобильный предкамерный двигатель завода Дейтц имеет постоянную температуру днища предкамеры только в 350°C , почему он полностью перерабатывает все алифатические углеводороды.

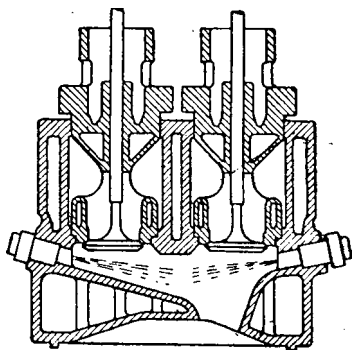
С другой стороны, также и другие факторы имеют значительное влияние на удовлетворительную работу предкамеры, как, напр., ее относительная величина ко всему остальному пространству сгорания, а также форма конуса струи. Конус должен быть узким, чтобы по возможности все топливо попадало на днище предкамерного насадка, прежде чем в предкамере начинается воспламенение. При этом короткое время впрыскивания является выгодным.



Фиг. 148. Предкамера Фэрбенкс-Морзе.



Фиг. 149. Камера сгорания двигателя Фальк (Старая конструкция).



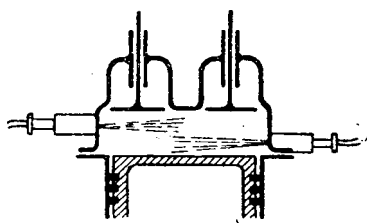
Фиг. 150. Камера сгорания двигателя Фальк (Новая конструкция).

В заключение необходимо отметить, что об относительно точной и вообще правильной связи температуры воспламенения температуры крэкингования топлива, места крэкирования и долей крэкированного топлива смогут сказать только систематически выполненные опыты.

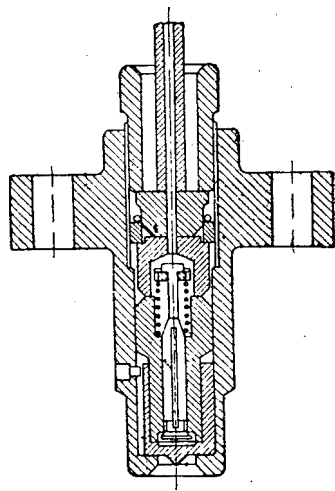
На фиг. 148 показана предкамера двигателя Фэрбэнкс-Морзе, получившегося из двигателя с калильной головкой той же фирмы, увеличением сжатия. Топливо впрыскивается широким конусом завихривающей форсункой, воспламенение от неохлаждаемых поверхностей стенок очевидно не применяется. Достаточно широкое отверстие между предкамерой и главным пространством сгорания допускает быстрое уравнивание давлений между обоими пространствами. Сгорание протекает без значительного повышения давления, что может быть объяснено тем, что топливо при отходящем поршне постепенно устремляется из предкамеры в главное пространство сгорания.

Также из двигателя с калильной головкой получился псевдо-предкамерный двигатель Фальк-Корп (Баннер) (фиг. 149—152), при котором практически все пространство сгорания перенесено в «предкамеру», почему он неправильно обозначен как «предкамерный двигатель с широким отверстием», в то время как он является двигателем с вытеснителем со струйным распыливанием.

Предкамерный способ некоторые считают значительно уступающим



Фиг. 151. Схема камеры сгорания Фальк Мотор.



Фиг. 152. Форсунка двигателя Фальк, дающая плоскую веерообразную струю топлива.

струйному распыливанию, так как более высокие тепловые потери от охлаждения стенок предкамеры должны составлять якобы 10%.

Однако точные измерения проф. Неймана, а также д-ра Эйхельберга показали, что это увеличение тепловых потерь в малых предкамерных двигателях составляет только 5—6%, в больших цилиндрах даже только 3—4%. Но это небольшое увеличение достаточно окупается преимуществами предкамерного способа, допуская малые давления впрыскивания и большие форсуночные отверстия, что особенно ценно при малых цилиндрах. Сюда присоединяется то, что при предкамерном способе наивысшие давления не превышают 40 атм., и сгорание даже и при холостом ходе может быть полным, что показал предкамерный автомобильный двигатель Дейтц. Затем предкамерный двигатель дает спокойный и мягкий ход, что, конечно, важно для транспортных агрегатов всякого рода.

Примечание к предкамерному двигателю Кертинга, стр. 121.

Из фиг. 138 вытекает, что около 14° до в. м. т. в шейке канала наступает наибольшая скорость перетекания примерно в 350 м/сек. Если бы все топливо впрыскивалось в канал за время от 15° до в. м. т. и до в. м. т., то слишком большая часть топлива поступала бы в предкамеру и там неполностью сгорала. Имеющийся в настоящее время избыток воздуха в 43% в предкамере пропал бы, а вместе с тем и драгоценный резерв воздуха. Стало бы неизвестным, что осталось бы тогда в предкамере. Длинное время впрыскивания в 45° угла поворота кривошипа, следовательно, имеет при предкамерном двигателе Кертинга свое хорошее основание.

Примечание к предкамерному двигателю Коль, стр. 124.

Как показано на фиг. 143, Коль выполняет пространство сгорания и шейку предкамеры так же, как это делает акц. о-во бр. Кертинг в своих больших предкамерных двигателях, хорошо работающих и при холостом ходе, в то время как в своих малых автомобильных двигателях выполняет пространство сгорания по фиг. 134. Эта форма пространства сгорания много хуже, чем на фиг. 143, где вытекающие предкамерные газы улавливаются подушкой свежего воздуха, в то время как при конструкции по фиг. 134 попадают прямо на стальную накладку алюминиевого поршня, которая при малой нагрузке особенно холодна. От этого предкамерные газы настолько сильно охлаждаются, что главное сгорание протекает вяло и неполностью, и двигатель при частичной нагрузке и холостом ходе склонен к дымлению.

Можно с большой вероятностью принять, что упоминаемое Колема лучшее рабочее соотношение малых предкамерных цилиндров при частичной нагрузке и холостом ходе следует отнести за счет применяемой им лучшей конструкцией главного пространства сгорания, но не за счет неохлаждаемой крышки предкамеры.

Этим можно было бы в лучшем случае отчасти повысить температуру воздуха в предкамере, что можно было бы так же хорошо достичь повышением сжатия.

О продолжительности процесса впрыскивания Коль ничего не говорит, она, вероятно, принята точно так же, как у предкамерного двигателя Кертинга.

Введение неохлаждаемой крышки предкамеры дает Колю удачную вариацию патента Сарториуса.

У. КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

(низкого, среднего и высокого сжатия)

Двигатель с калильной головкой, как было сказано (стр. 107), является самым старым двигателем тяжелого топлива. Процесс воспламенения был указан на стр. 105.

Эксплуатационные затруднения, возникающие с двигателем с калильной головкой, приведены на стр. 113, главным образом состоят в поддержании равномерного температурного состояния калильной головки при всех ступенях нагрузки. Высокие температуры калильной головки вредны из-за упомянутого разложения топлива на накаливаемых докрасна стенках, и поэтому температура головки не должна быть выше, чем это необходимо для надежного воспламенения. Вследствие этого двигатель становится менее чувствительным по отношению к химическому составу топлива.

Исследования работы по улучшению двигателя низкого сжатия с калильной головкой относятся почти исключительно к подбору средств для поддержания равномерной температуры запальной головки. Целый ряд таких конструкций описан ниже.

Радикальным средством для улучшения двигателя с запальной головкой является повышение сжатия, ведущее сначала к двигателю среднего давления или полудизелю и в конце-концов к чистому дизелю, у которого предкамера полностью охлаждается водой и который совершенно не зависит от каталитического воздействия горячих стенок при воспламенении.

Этот процесс развития виден из нижеприводимого описания построенных двигателей.

При пуске двигателя в ход запальная головка должна предварительно подогреваться, что чаще всего делается паяльной лампой (реже посредством теплосодержащего патрона «Мокс»), на что требуется приблизительно 10—15 минут. При применении электрических калильных спиралей можно в значительно более короткий срок запустить двигатель. При этом струя топлива направляется на калильную спираль, которая и воспринимает на себя функции калильной головки, пока последняя не достигнет необходимой температуры. Чтобы избежать слишком быстрого разрушения спирали, последняя обычно затем удаляется из камеры сгорания. Для судовых двигателей элект-

трическая калильная спираль имеет большое преимущество по сравнению с паяльной лампой: быстрый пуск и уменьшение пожарной опасности, но она требует всегда готового к работе аккумулятора в 4—6 вольт, почему на ряду с электрической калильной спиралью всегда предусмотрено подогревание паяльной лампы.

Во время нормальной работы тепло, выделяемое при сгорании и аккумулируемое головкой, поддерживает требуемую температуру запальной головки. Если же нагрузка превышает нормальную, то запальная головка становится слишком горячей; впрыскиваемое топливо «разрыхляется» не только химически, но крекируется, причем водород отделяется и сгорает отдельно, в то время как насыщенные углеводород побочные соединения сгорают неполностью из-за недостатка кислорода. По измерениям Засса¹ при температуре запальной головки в 550—600°C начинается неполное сгорание, в то время как мощность падает. Двигатель стучит, выхлоп содержит сажу, мощность падает, и воспламенение делается неравномерным.

Это неблагоприятное явление при перегрузке раньше старались предотвратить посредством впрыскивания воды, причем одновременно избегалось отложение сажи и кокса в запальной головке. Впрыскиваемая вода воздействует, следовательно, химически (кроме действия водяного газа) и физически (охлаждаяще) на рабочий процесс двигателя. Но количество впрыскиваемой воды при полной нагрузке должно по крайней мере быть равным или больше впрыскиваемого количества топлива, если тепловое состояние запальной головки должно оставаться постоянным². Впрыскивание воды имеет два недостатка: во-первых, оно обуславливает необходимость наличия пресной воды и, во-вторых, в запальной головке образуется накипь, поэтому впрыскивание воды не разрешается в двигателях, находящихся в ведении германского морского рыболовства.

При частичной нагрузке и холостом ходе запальная головка склонна к остыванию, так что в двигателях более старых конструкций она должна была подогреваться паяльной лампой. В более новых конструкциях этот большой недостаток предотвращается разными методами.

Из исследований, произведенных Зассом над двигателем А. Е. Г. с запальной головкой, приведем следующее.

Конечное давление сжатия равно 10—11 атм. изб., наивысшее давление сгорания 20—21 атм. изб. Более высокие конечные давления сжатия не уменьшали больше расхода топлива. Напротив, они затрудняли герметичность поршня и пуск в ход.

Коэффициент подачи кривошипной камеры был 0,72, очень высокий благодаря тщательной конструкции кривошипной камеры и выполнению кривошипных щек в виде шайб и, главным образом, из-за применения автоматических всасывающих клапанов, состоящих из

¹ З а с с «Двигатель с запальной головкой. «А. Е. Т», V. D. I, 1923 г. № 34, стр. 833.

² Ш т е и н «Влияние впрыскивания воды в двигателях с запальной головкой». Диссертация, т. X, Шарлоттенбург, 1914 г.

пружинящих бронзовых пластин и открывающихся уже при понижении давления до 0,02 атм.

Поршень имеет четыре верхних и одно нижнее поршневое кольцо, предохраненных от вращения шурупами.

При нормальной нагрузке отходящие газы содержали 12% O_2 , 77% N_2 , 6% CO_2 и 5% H_2O .

При начале сжатия цилиндр содержит 52 объемных части свежего воздуха и 48 объемных частей остаточных газов, так что имелся приблизительно следующий состав: 16,3% O_2 , 78% N_2 , 3,1% CO_2 и 2,6% H_2O .

Температура отработанных газов в глушителе равнялась 375°C, температура к началу сжатия (вследствие смешивания свежего воздуха и отработанных газов)—около 130°C, температура конца сжатия 425°C.

Температура запальной головки в 360—380°C была достаточна только для надежного воспламенения алифатических топлив (темнокрасное каление).

При повышении температуры запальной головки до 550°C сгорание остается хорошим, после этого мощность начинает падать, потому что вследствие более высокого теплового состояния машины коэффициент подачи кривошипной камеры начинает уменьшаться. Сверх 650°C выхлоп начинает содержать сажу, и мощность резко уменьшается.

Английская фирма Гарденер делает вращающуюся форсунку и поворачивает ее при холостом ходе на определенный угол, так что струя топлива впрыскивается на особый запальник, прилитый к запальной головке. Переход в сечении от этого запальника к стенкам запальной головки выполнен так, что переход теп-

Фиг. 153. Разрез запальной головки двигателя «Булдог» Ланца.

ла затруднен, и температура запальника вполне достаточна для воспламенения и при холостом ходе.

Вместо вращающейся форсунки можно установить плохо охлаждаемый и управляемый снаружи запальник, который при частичной нагрузке вводится в топливную струю форсунки, в данном случае неподвижной, и служит источником воспламенения.

Шведская фирма «Скандия» впрыскивает топливо при средней и полной нагрузке под углом на отражающую плоскость запальной головки, и благодаря завихриванию воздуха, распространяется в камере сгорания, не попадая непосредственно на раскаленные части стенок. Напротив, при пуске и холостом ходе форсунка поворачивается таким образом, что струя топлива впрыскивается мимо отражающей плоскости на запальную пробку.

Запальная головка имеет наиболее высокую температуру именно в том месте, на которое попадает струя топлива, т. е. там, где начи-

нается воспламенение. Но если усилить распыление и уменьшить силу проникновения струи топлива, так что таковая не будет попадать уже непосредственно на стенку запальной головки, вследствие чего воспламенение не происходит уже на одном и том же месте, можно и при перегрузках температуру запальной головки поддерживать на правильной температуре.

Перестановкой распылителя вполне достигается более тонкое распыливание, причем увеличивается и угол конуса струи (напр., Ланц-Бульдог, Болиндер, Климакс).

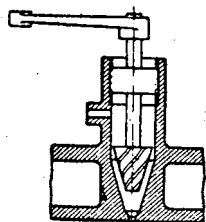
Подобное явление наблюдается, например, в маленьких охлаждаемых воздухом мотоциклетных двухтактных двигателях, головка цилиндра которых накаляется докрасна вокруг гнезда свечи при продолжительной полной нагрузке. Если же на противоположной стороне головки цилиндра предусмотреть вторую запальную свечу и дать работать свечам попеременно, головка цилиндра у обоих гнезд свечей остается темной.

Завод Дейтц применял в своих двигателях с запальной головкой головку, разделенную на две части, причем каждая часть имела по одной форсунке. Меньшая часть была собственно запальной головкой, которая до пуска подогревалась снаружи и во все время работы получала от форсунки холостого хода некоторое количество топлива, вследствие чего и при холостом ходе она сохраняла необходимую температуру. С возрастанием нагрузки сперва увеличивалось впрыскиваемое количество топлива форсункой холостого хода, а дальше начинала работать главная форсунка.¹

В двигателе с запальной головкой тягача Ланца «Бульдог» при холостом ходе конус рассеивания форсунки уменьшается посредством вывертывания винтового распылителя из сопла, так что вся струя топлива попадает в полый насадок запальной головки, из-за чего температура насадка поддерживается достаточной без внешнего подогревания даже зимой при длительном холостом ходе.

Одновременно этим приспособлением достигается и запаздывание воспламенения, потому что находящееся в насадке топливо позже, чем обычно, приходит в соприкосновение с нагнетаемым в запальную головку свежим воздухом.

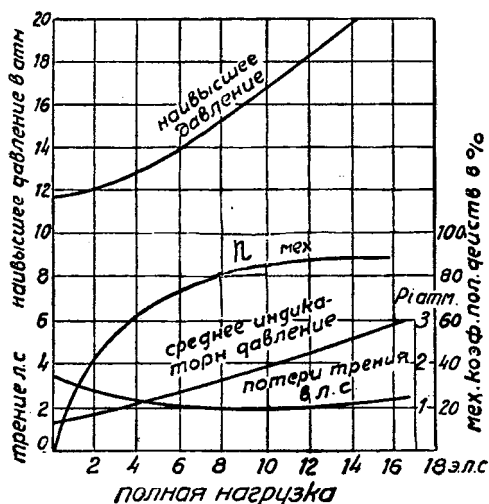
Кроме этого изменения рассеивающего конуса, «Бульдог» имеет еще значительный дезаксаж кривошипной передачи, т. е. продольная ось цилиндра сдвинута в сторону по отношению середины кривошипного вала на 15 мм, в то время как отношение длины шатуна к ходу поршня $420 : 220 = 1,9$ очень мало; этим достигается повышенная работа холостого хода, как показывает следующее рассуждение. При одинаково длинных шатунах и при прочих равных условиях работа холостого



Фиг. 154. Схема регулировки конуса распыливания, рассеивающей форсункой двигателя Ланца с запальной головкой.

¹ Негель „Современные дизеля“ Д. I. 1923 г., стр. 781.

хода двигателя с дезаксажем равна работе холостого хода двигателя без дезаксажа. При полной нагрузке механический коэффициент полез-



Фиг. 155. Данные испытания двигателя с запальной шаром «Бульдог» при 430 об.

ного действия двигателя с дезаксажем намного превышает таковой без дезаксажа; если же теперь шатун дезаксаженного двигателя укоротить, то он становится при полной нагрузке равноценным таковому без дезаксажа, при холостом же ходе не достигает такого, т. е. этим достигается во время холостого хода автоматически устанавливающаяся дополнительная работа трения, которая весьма желательна в двигателях с запальной головкой (см. D. R. P. № 364369).

Керер¹ подробно исследовал «Бульдог» Ланца. Из его работы взяты следующие данные:

Диаметр цилиндра—180 мм, ход поршня—220 мм и нормальная мощность—12,5 л. с. при 425 об/мин.

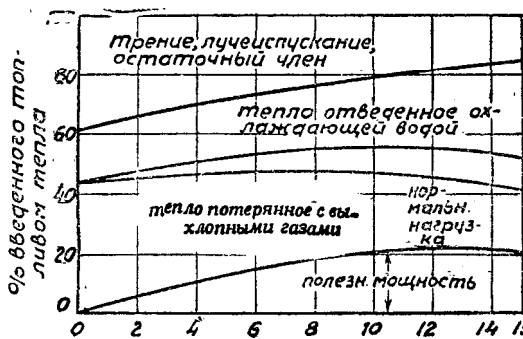
Наименьший расход топлива равен:

При полной нагрузке	270 г/э. с. ч.
„ частичной нагрузке	480 „
Расход масла	10 „

Степень сжатия, отнесенная к полному ходу поршня, равна $\varepsilon = 5,92$, отнесенная к полезному ходу поршня $\varepsilon^1 = 5,49$.

Давление конца сжатия равно 7,8 атм. изб., температура конца сжатия колеблется между 310—400°Ц.

Коэффициент подачи криовишипной камеры равен 64% при холостом ходе, при полной нагрузке только 48%, вследствие более высокой температуры поршня и картера.



Фиг. 156. Тепловой баланс двигателя «Бульдог».

¹ Керер «Быстроходные двигатели тяжелого топлива».

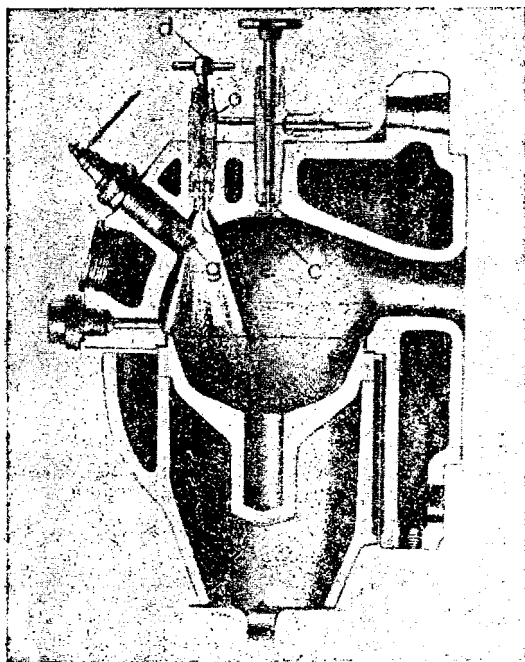
Разогрев запальной головки при помощи паяльной лампы продолжается 3—5 минут и требует 38 г бензина.

Коэффициент избытка воздуха при перегрузке равен	1,5
„ „ при нормальной нагрузке . . .	2,3
„ „ „ холостом ходе	7,8

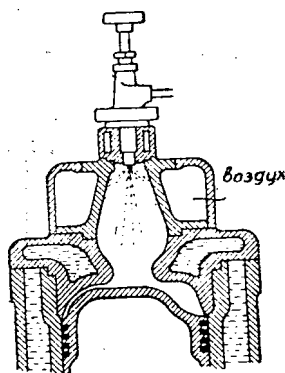
Начало впрыскивания при полной нагрузке происходит за 150° поворота кривошипа до в. м. т. Конец впрыскивания за 116° до верхней мертвой точки, воспламенение начинается за $17\text{—}20^\circ$ до верхней мертвой точки, наивысшее давление наступает при 5° до верхней мертвой точки.

За последнее время фирма Ланц снабжает свои тягачи «Грос-Булдог» в 28 л. с. электрическим пусковым приспособлением (фиг. 157),

состоящим из калильной спирали *g*, аккумулятора для ее накаливания и для освещения и осветительной динамомашины для зарядки батарей, для более легкого пуска служат отдельные форсунка *e* и насос, впрыскивающие легкое топливо до тех пор, пока головка



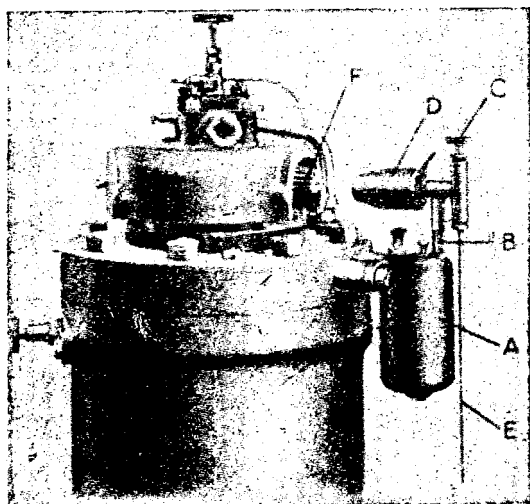
Фиг. 157. Запальный шар двигателя «Булдог» Ланца с электрической спиралью накаливания и бензиновой форсункой для пуска.



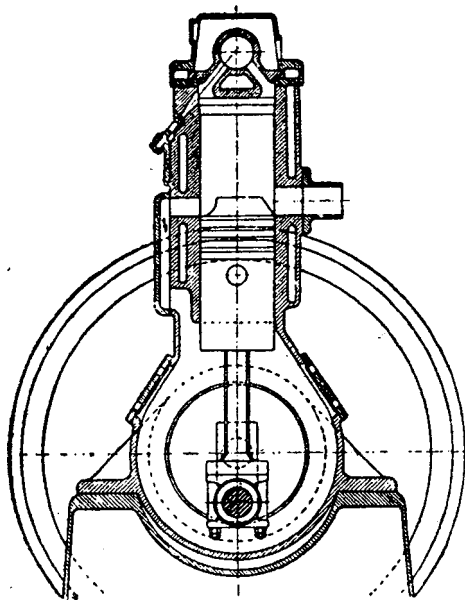
Фиг. 158. Запальный шар двигателя «Болиндер» (новая конструкция).

не достигнет необходимой температуры. После этого вспомогательная форсунка выключается, а главная форсунка с впрыскивает только газоль, *d*—винт для удаления воздуха из бензиновой форсунки, воздух из нагнетательного трубопровода отводится через отверстие *o*.

Шведская фирма Болиндер регулирует момент вспышки в своих двигателях с запальной головкой изменением угла конуса рассеива-



Фиг. 159. Двигатель Болиндера с запальной головкой и приспособлением для быстрого подогревания. *A*—резервуар для горючего. *B*—трубка, подводящая топливо к горелке. *C*—клапан для выпуска сжатого воздуха. *D*—мундштук горелки. *E*—подвод сжатого воздуха. *F*—запальник, ввертываемый в запальную головку.



Фиг. 160. Запальный шар двигателя Болиндера (старая конструкция).

ния форсунки. Но здесь в противоположность «Бульдогу» Ланца конус сильно расширяется при холостом ходе, распыливание более мелко и топливо попадает на горячие части запальной головки. При повышении нагрузки угол при вершине рассеивающего конуса становится меньше, степень распыливания, а равно рассеивание топлива уменьшаются, и струя топлива в большей своей части направляется в отверстие между камерой сгорания и запальной головкой.

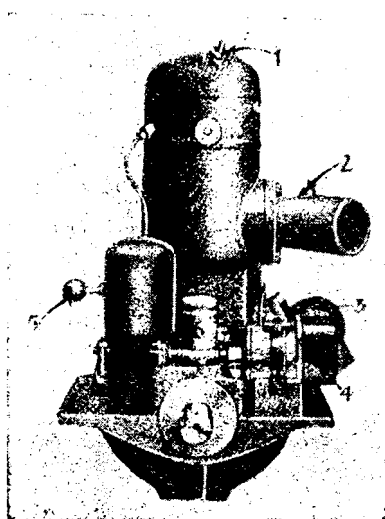
Количество продувочного воздуха регулируется, смотря по нагрузке и в зависимости от регулировки топлива, посредством дроссельного клапана, в перепускном канале соединяющего кривошипную камеру с цилиндром.

При неполной нагрузке этим обеспечивается получение нормальных вспышек в двигателе, так как уменьшаются внутреннее охлаждение цилиндра продувочным воздухом и понижение температуры сгорания благодаря большому избытку воздуха.

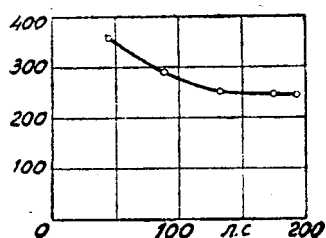
На фиг. 158 дан разрез новой цилиндровой головки, которая может быть оборудована электрической калильной спиралью или же приспособлением для быстрого

прогрева. На фиг. 159 показано приспособление для быстрого подогрева, состоящего из горелки с распыливанием топлива посредством сжатого воздуха, берущегося из пусковых баллонов (12—14 атм. изб.); машина может быть пущена в ход после двух минут.

Более старая конструкция цилиндра дана на фиг. 160 в разрезе. На фиг. 161 дана фотография маленького быстроходного двигателя с запальной головкой, который при 900—1 000 об/мин. развивает 6—7 л. с., в двухцилиндровом исполнении этот двигатель развивает 12—15 л. с. при весе около 25 кг на лошадиную силу. 1—электрическая пусковая спираль, 2—выхлопной патрубок, 3—всасывающий клапан с воздушным фильтром, 4—



гР/л.с.ч.



Фиг. 161. Двигатель Болиндера с запальной головкой.

Фиг. 162. Кривая расхода топлива двигателя Болиндера с запальной головкой.

маленькая динамо Бош для зарядки аккумулятора, 6—поршневой масляный насос, 5—рукоятка, вращением которой устанавливается подача насоса, т. е. наполнение.

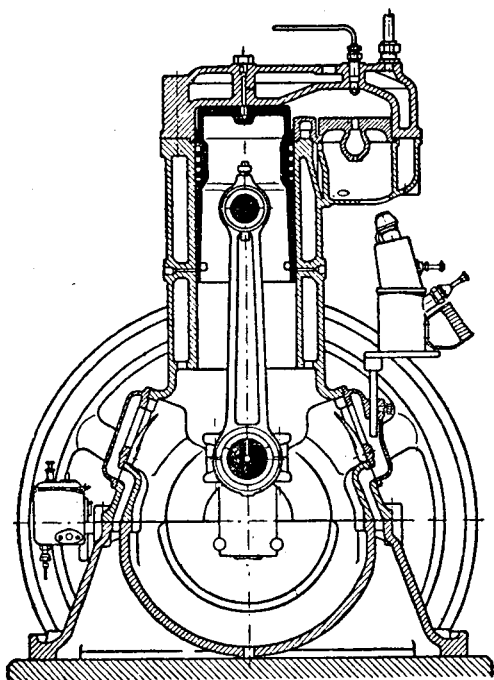
Фирма строит 4-цилиндровые двигатели с запальной головкой и с кривошипной камерной продувкой мощностью до 600 л. с. с числом оборотов $n=200$ и весе 100 кг на эффективную лошадиную силу; расход топлива показан на фиг. 162.

Регулировка момента вспышки в двигателе с запальной головкой австрийского завода Климакс¹ осуществляется тем, что при холодном ходе сопло вдвигается глубже в помещенную сбоку от цилиндра камеру сгорания. Благодаря этому находящийся в нижней части камеры сгорания запальный шар (подобно двигателю «Бульдог» Ланца) попадает больше топлива, нежели при выдвинутом после (фиг. 163 и 164).

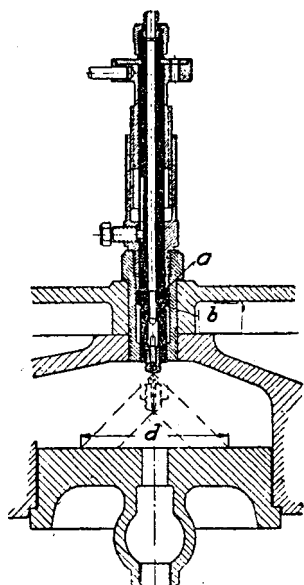
Двигатели с калильной головкой, у которых для пуска в ход применяются электрические калильные спирали, применяют таковые также при холодном ходе и частичной нагрузке.

¹ К л ю з е н е р. «Производство нефтяных двигателей в Австрии, Венгрии и Италии». V. D. I. 1926, стр. 1105.

На фиг. 165 показан разрез двигателя с запальной головкой фирмы Петтерс. Размер его $172\varnothing \times 184$, число оборотов, равное $n=525$ об/мин., мощность в цилиндре 12 л. с., гарантированный расход топлива равен



Фиг. 163. Двигатель Климакс с запальной головкой, расположенной сбоку.



Фиг. 164. Регулировка форсункой конуса распыливания у двигателя Климакс с запальной головкой.

при полной нагрузке 285 г/э. с. ч. Для пуска служит запальный патрон, каждый раз заменяемый заново. Головка цилиндра двигателя с запальной головкой английской фирмы Норрис, Генти и Гарденер показана на фиг. 166. При пуске в ход форсунка устанавливается при помощи рукоятки таким образом, что часть струи попадает на электрическую калильную спираль (12 вольт). После достижения головкой рабочей температуры форсунка поворачивается вновь, и струя топлива попадает не на калильную спираль, а в калильный шар и там воспламеняется. Эта фирма выпускает двигатели с кривошипно-камерным продувочным насосом с запальной головкой в 7—500 эффективных лошадиных сил, преимущественно для судов.

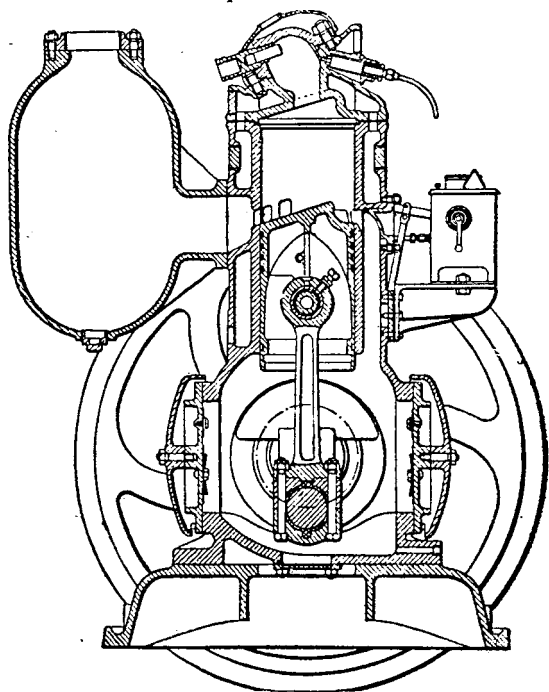
Оригинальная конструкция соединения шатуна с поршневым пальцем, применяемая фирмой Кромгаут, дана на фиг. 167. Верхняя головка шатуна свободно охватывает поршневой палец, который неподвижно закреплен в поршне. Втулки головки шатуна не имеет и ее заменяют две стальных пластинки. На первый взгляд кажется, что этим не гарантировано надежное положение поршневого пальца и шатуна. Это и правильно для спокойного состояния, при ко-

тором выпадение шатуна предотвращается лишь боковыми стенками слишком большого отверстия головки шатуна. Во время же работы шатун автоматически устанавливается в правильном положении по отношению к поршнево-му пальцу и вращается по нему, причем отпадают затруднения смазки поршневого пальца.

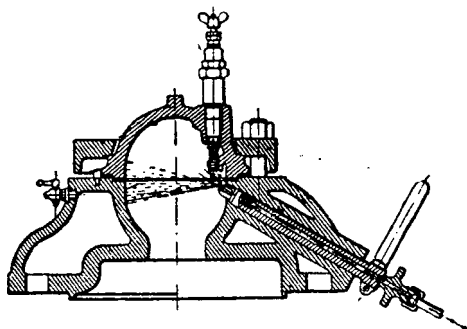
Электрические калильные спирали, служащие для пуска в ход двигателей с калильной головкой, которые при частичной нагрузке должны обеспечить так называемое «самовоспламенение», очень быстро сгорают, потому что они очень сильно нагреваются.

Калильная спираль Лоджа обходит этот недостаток включением нескольких дроссельных витков перед калильной спиралью, причем они сделаны из металлического сплава, электрическое сопротивление которого возрастает с температурой. Благодаря этому с возрастанием температуры автоматически дросселируется протекающий к калильным проволокам ток, и температура калильных проволок остается приблизительно постоянной (она падает с квадратом силы тока).

В калильной спирали на фиг. 168 перед тремя параллельно включенными калильными спиралями включены 6 параллельно включенных дроссельных спиралей, которые при нормальной температуре пропускают 12 ампер при 12 вольтах, причем температура калильных



Фиг. 165. Двигатель с запальной головкой Петтерса.



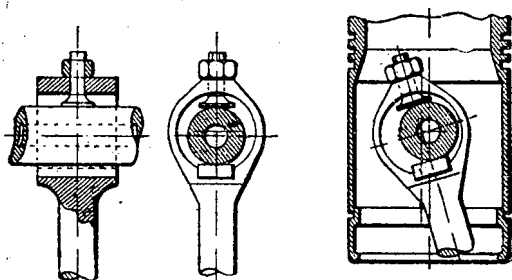
Фиг. 166. Запальная головка Норрис, Генти и Гарднер¹

¹ Motor Ship London, Sept. 1928, Gardner

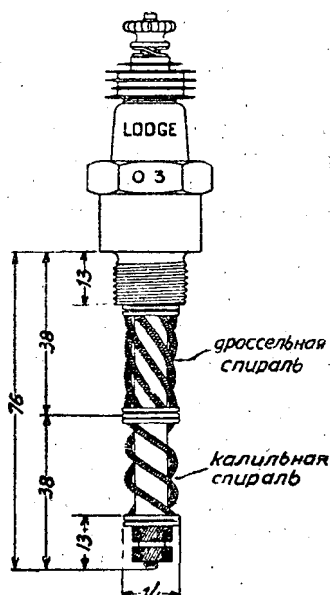
² Takt—Diesel, $P_s=28$ am.; The Engineer
 $P_s=41$ am.; 18 Jan. 1929 г.

спиралей поднимается до $\sim 1000^{\circ}\text{C}$. В работающем двигателе температура дроссельных проволок поднимается до $500\text{--}600^{\circ}\text{C}$ и тогда они пропускают только 9 ампер при 12 вольтах, вследствие чего температура калильных проволок не может подняться свыше $\sim 1300^{\circ}\text{C}$.

В настоящее время как будто уже найдены сплавы для калильных проволок, которые длительно могут быть оставляемы в камере сгорания, не разрушаясь. Такого рода калильные спирали оправдали себя в автомобильном предкамерном двигателе завода Дейтц. Разрезы трактора шведской фирмы Аванс-Мотор А-о даны на фиг. 169 и 170. Двухцилиндровый двигатель с запальной головкой имеет размеры $170 \varnothing \times 170 \text{ мм}$, $N_e = 30 \text{ л. с.}$ при 625 об/мин. и может быть перегружен на 10%. Он запускается после того как рядом помещенные концы двух запальных штифтов разогреты посредством паяльной



Фиг. 167. Конструкция верхней головки шатуна в двигателе Кромгаут с запальной головкой.



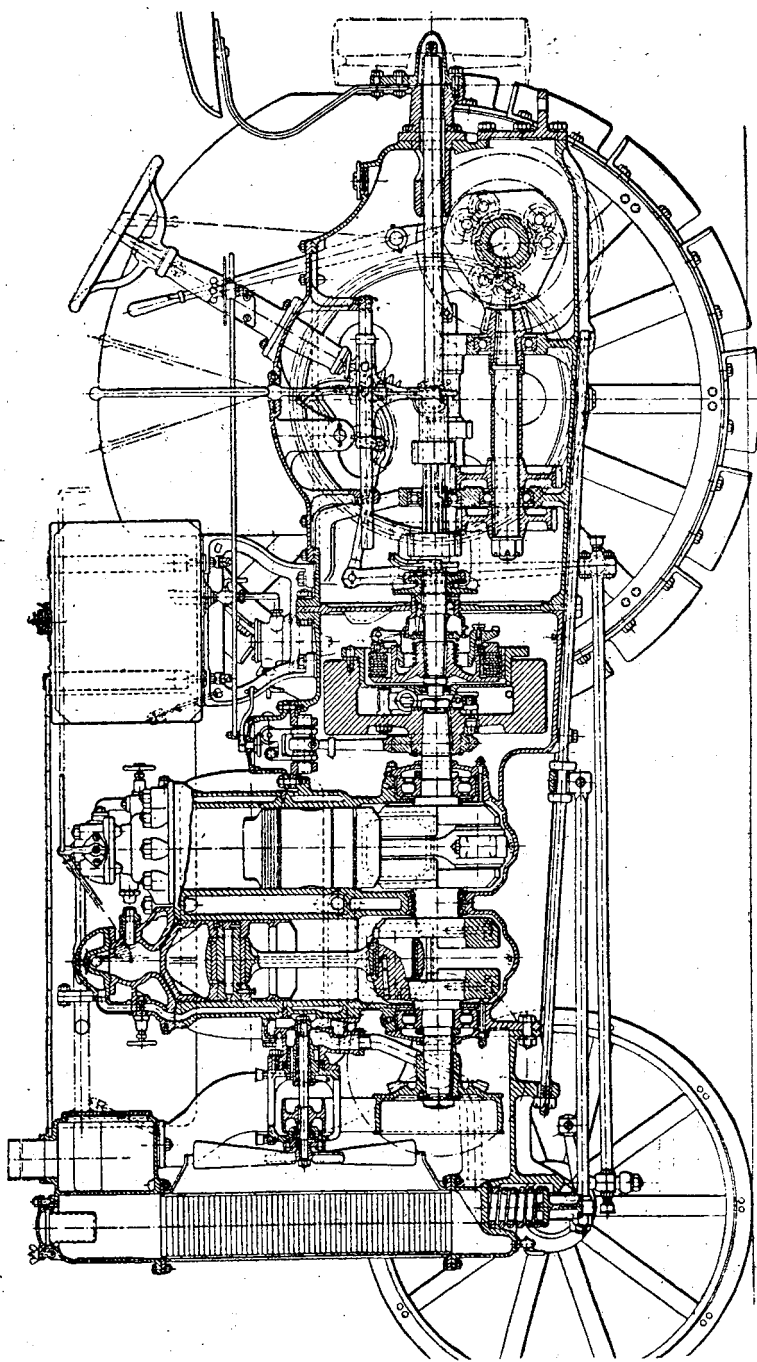
Фиг. 168. Спираль накаливания Лоджа.

лампы до красного каления. Другой конец этих калильных штифтов из хорошо теплопроводящего материала вдавливается в головку цилиндра и на него направляется струя топлива как при пуске, так и при частичной нагрузке посредством отклонения сопла; последнее не является безусловной необходимостью.

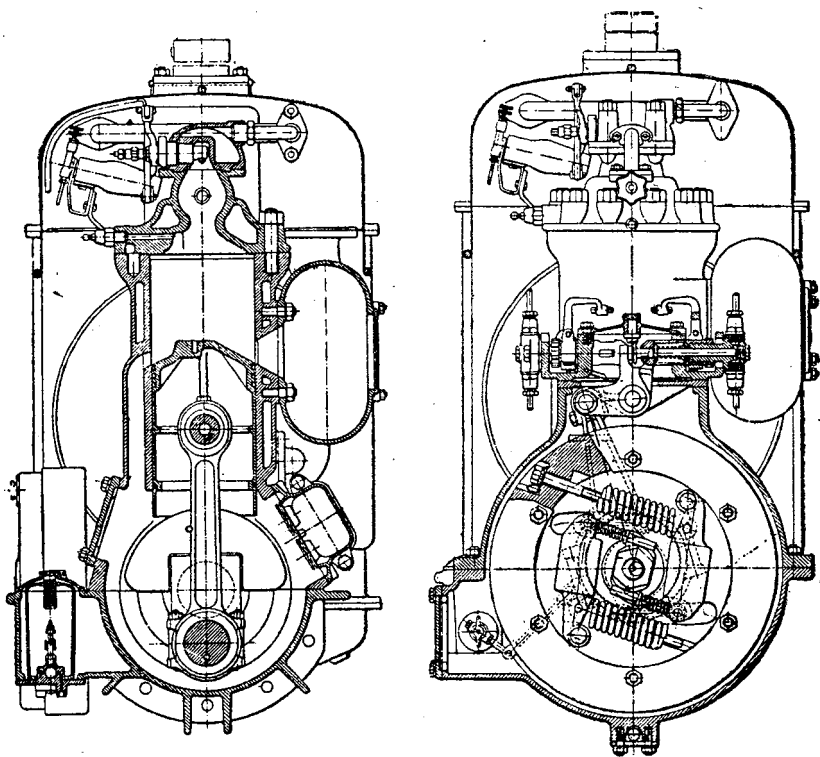
Форма калильной головки похожа на форму головки двигателя Болиндера. Калильная головка не охлаждается только в средней кольцевой зоне. Водяной насос установлен на вентиляторном валу. Нефтяные насосы находятся друг против друга и работают от эксцентрика. Регулировка подаваемого количества происходит посредством изменения хода скалки.

Коробка перемены передач имеет 6 передач вперед: 11,5 км/час., 9,25 км/час., 4,7 км/час., 4,4 км/час., 3,25 км/час. и 3 км/час.

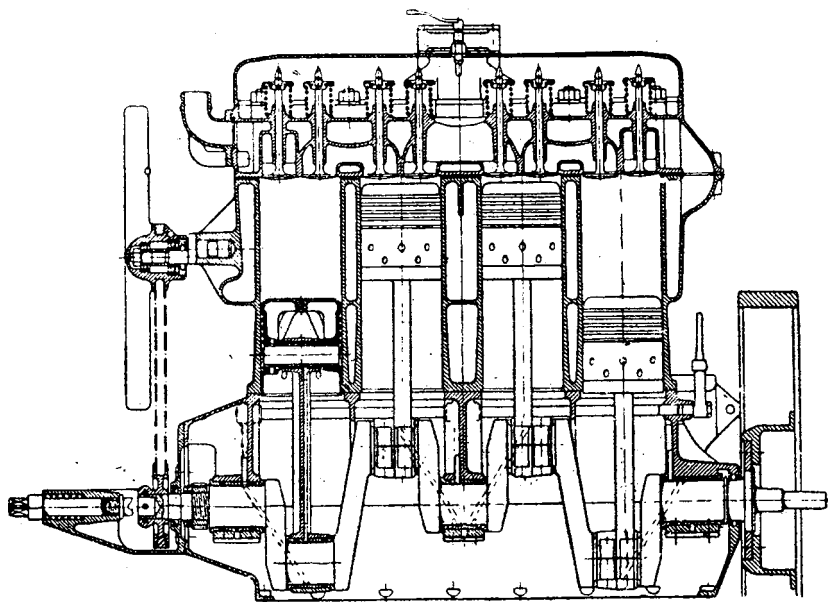
Двигатель с запальной головкой там у места, где требуется простой уход и обслуживание и где менее стремятся к экономичности и легкому весу. Двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой является более дешевой и крепкой машиной, которая вследствие относительно небольших рабочих давлений требует и менее хорошего материала.



Фиг. 169. Трактор Аванс с 2-цилиндровым двигателем с запальной головкой.



Фиг. 170. Разрез через цилиндр и нефтяной насос двиг. Аванс с запальной головкой.

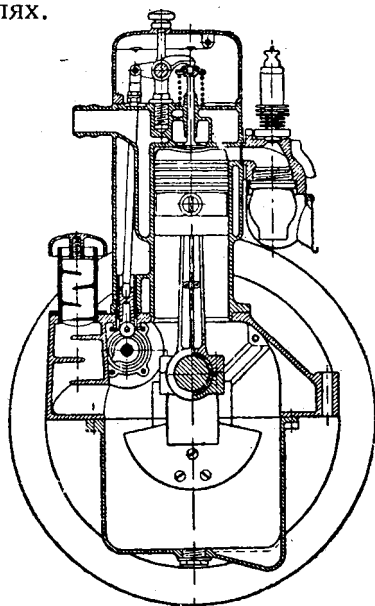


Фиг. 171. Продольный разрез двигателя Баньюло (старой конструкции).

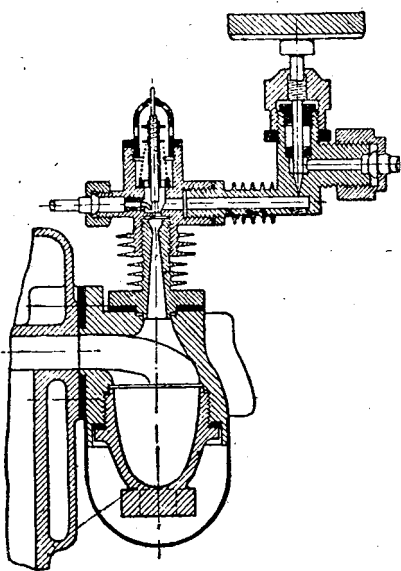
Плохой коэффициент подачи кривошипной камеры вместе с плохим коэффициентом обычной щелевой продувки в конечном итоге дают заряд цилиндра свежим воздухом не больше 0,45—0,5 рабочего объема по сравнению с 0,8—0,85 для четырехтактного двигателя и, кроме того, незначительное среднее эффективное давление примерно в $2,5 \text{ кг/см}^2$. Повышение p_c за счет избытка воздуха сильно ухудшает расход топлива и тепловое состояние двигателя.

Поэтому некоторые конструкторы, которые не хотят терять преимуществ двигателя с запальной головкой, останавливаются на четырехтактном процессе.

На фиг. 171—173 показана первоначальная конструкция четырехтактного двигателя Баньюло (Италия) с калильной головкой, относящейся к 1923 г. Этот двигатель предназначался для установки на автомобилях.



Фиг. 172. Поперечный разрез двигателя Баньюло. (Старой конструкции).



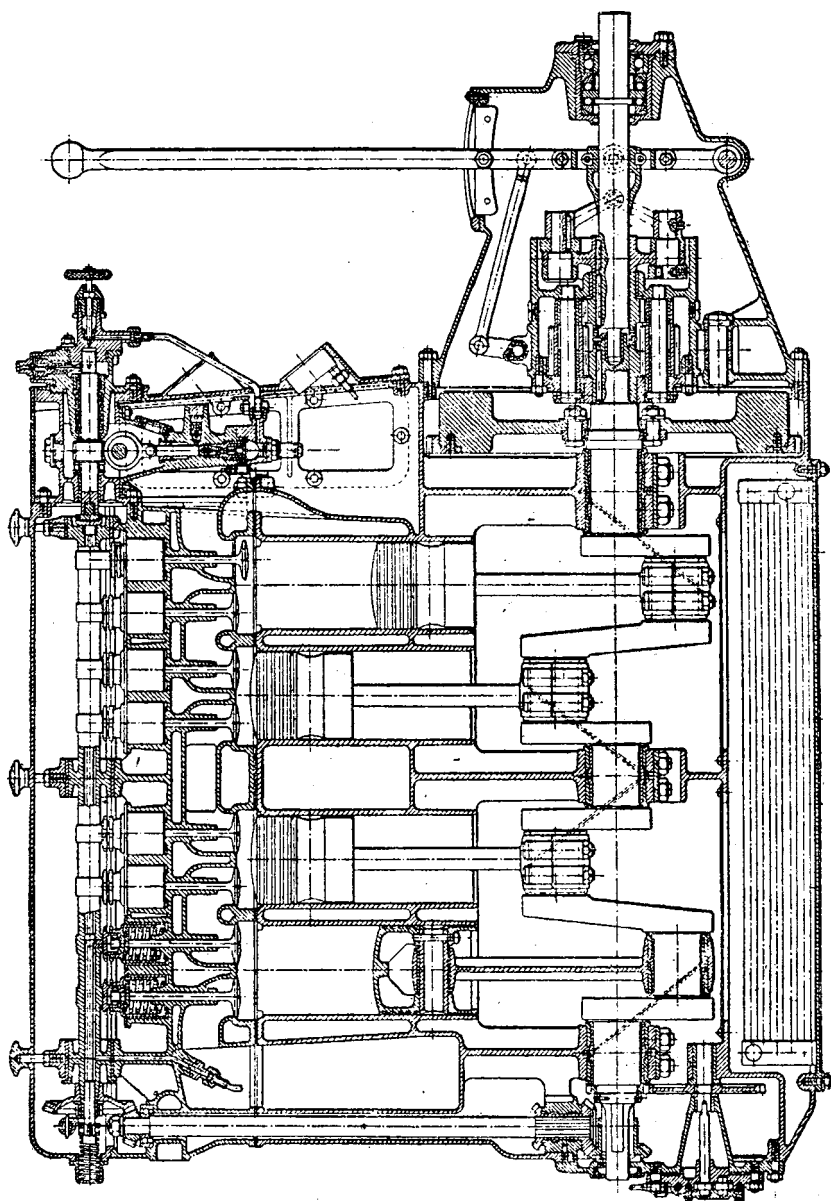
Фиг. 173. Запальная головка двигателя Баньюло.

Топливо самотеком подавалось на автоматический всасывающий клапан и засасываемым воздухом, проходящим с большой скоростью, распыливалось в калильную головку. При ходе сжатия поршень нагнетает свежий воздух в калильную головку, где и происходит воспламенение ($p_c \sim 9 \text{ атм.}$, $p_z \sim 25 \text{ атм.}$).

Этот двигатель в 40 л. с. при полной нагрузке и числе оборотов 1 200 должен был расходовать 230 г буроугольной смолы на э. с. ч.

В предложенном двигателе является сомнительным, что все количество всосанного топлива попадало в калильную головку, более вероятно, что вследствие разрежения в цилиндре оно частично попадало и в цилиндр.

Особенно это могло иметь место при холостом ходе и частичной на грузке. Затем ко всему этому прибавляется еще недостаток быстро



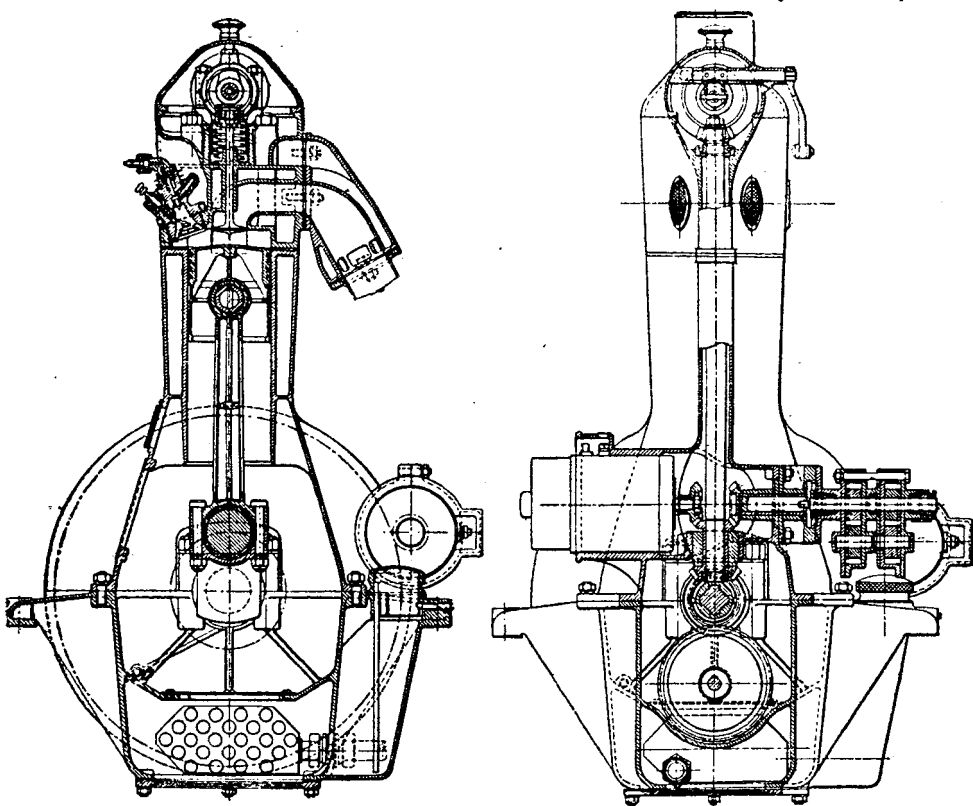
Фиг. 174. Продольный разрез двигателя Банью (новой конструкции).

охлаждающейся калильной головки, которая перед пуском должна подогреваться. Кроме этого, вследствие подачи топлива самотеком и регулирования его иглой невозможна даже приблизительно пра-

вильная регулировка и правильное распределение мощности на все цилиндры.

Баньюло оставил эту конструкцию и сконструировал в Париже новый двигатель с запальной головкой, который в отношении регулировки и эластичности несомненно дал некоторый прогресс (фиг. 174—176).

Этот новый двигатель имел вместо прежней калильной головки с ее изменяющимся тепловым состоянием постоянно накалившую электри-

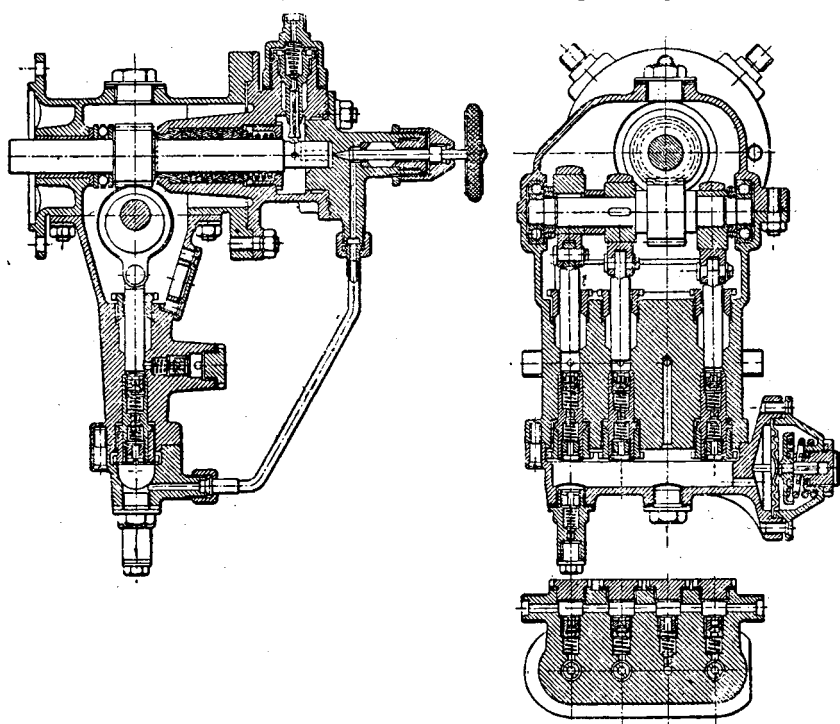


Фиг. 175. Слева—разрез цилиндра, справа—разрез по распределительному валу и приводу вспомогательных механизмов.

ческую калильную спираль или же калильную решетку из хромоникелевой стали, которая находилась в защищенном от доступа воздуха углублении камеры сгорания. Во время хода сжатия топливо впрыскивается на эту калильную решетку и загорается в конце сжатия.

Ток для подогрева берется от батареи, которая также питает и пусковой стартер и которая заряжается при помощи осветительной динамомашины. При холостом ходе и частичной нагрузке достаточно длительного слабого тока в 4 ампера при 12 вольтах, при полной нагрузке

ток не нужен. Затем Баньюло применил только один насос на каждые два цилиндра, и двигатель в 6 цилиндров имел насос с тремя плунжерами, сдвинутыми на 120° . Насос приводился кулачковым валом и работал на аккумулятор давления (фиг. 176) с автоматической регулировкой постоянного давления топлива при всех числах оборотов и нагрузках. Этот аккумулятор помещен в корпусе насоса и состоит из нагруженной пружинной мембраны, откуда избыточное топливо стекает опять во всасывающий трубопровод через обратный клапан.



Фиг. 176. Насос для топлива и аккумулятор давления двигателя Баньюло (новой конструкции).

Этот клапан виден на фиг. 176, представляющей разрез через все три всасывающие клапаны насоса.

Из аккумулятора топливо попадает через игольчатый регулирующий клапан в распределительную камеру, в которой находятся четыре звездообразно расположенных клапана, поочередно поднимающиеся посредством маленького кулачка распределительного вала, откуда топливо через нагнетательный трубопровод попадает в форсунки соответствующих цилиндров.

Двигатель строится трех типов, с 2, 4 и 6 цилиндрами каждый, $100 \varnothing \times 140$, $\varepsilon = 6,8$, $p_c = 12,5$ атм. Двухцилиндровый двигатель нормально должен давать 10 л. с. при 1 300 об/мин., максимально же он

дает 12,2 л. с. при 1 200 об/мин. и 16,5 при 1 400 об/мин., следовательно 8 л. с./литр. При этом $p_e \approx 4,8$ кг при максимальном расходе в 250 г/э. с. ч.

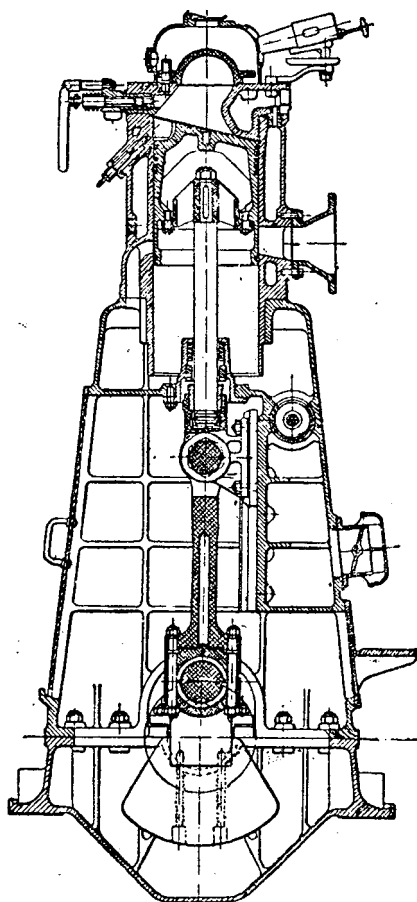
Наивысшее достигнутое число оборотов было 2 000 об/мин. и мощность цилиндра при этом равнялась 10 л. с. Вес шестицилиндровых двигателей составлял 300 кг, т. е. приблизительно 5 кг/л. с., двухцилиндровый же двигатель весит около 15 кг/л. с.

Двигатели имеют декомпрессионные устройства для более легкого пуска, который можно осуществить после одной минуты по включении электрического тока калильной спирали.

Двигатели, предназначенные главным образом для установки на судах, имеют смазку под давлением с охлаждением масла в трубчатом холодильнике, находящемся в нижней части картера и включенного в общую систему водяного охлаждения.

За последнее время Баньюло оставил эту конструкцию и работает над конструкцией с калильной головкой с тем видоизменением, что топливо впрыскивается вышеописанным способом. Автору неизвестно, чем поддерживается нужная температура калильной головки при холостом ходе и малых нагрузках.

Недостатки малой степени сжатия двигателя с калильной головкой, его чувствительность по отношению к колебаниям нагрузки вследствие неустойчивого теплового состояния калильной головки и его относительно низкое тепловое использование вследствие низкого сжатия привели к так называемому «полудизелю» или двигателю среднего давления. Его отличительная черта—более высокое сжатие и вследствие этого термически «разгруженная» калильная головка, которая теперь большей частью охлаждается водой. Топливо впрыскивается на маленькую неохлаждаемую часть калильной головки, где оно воспламеняется при частичной нагрузке; пуск происходит посредством запальных штифтов, вводимых извне в калильную го-



Фиг. 177. Судовой двигатель "Фиат" с запальной головкой 240 \varnothing \times 260, мощность цилиндра 25 л. с. при $n=425$.

ловку, или же посредством электрических калильных спиралей или обогреванием неохлаждаемых частей стенок горелками.

Из-за более высокого давления сжатия «полудизель» становится менее чувствительным к химическим свойствам топлива. Но, с другой

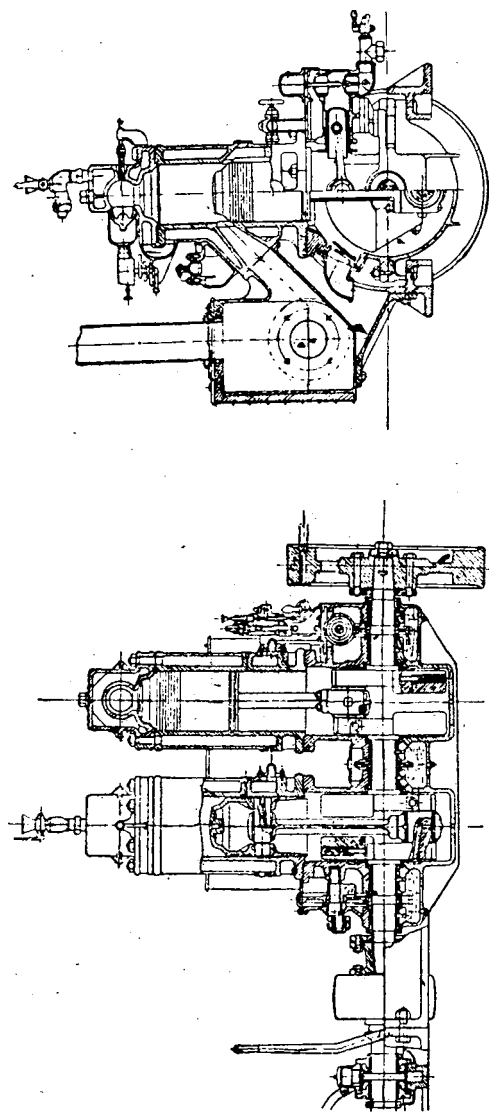
стороны, он становится более чувствительным по отношению к моменту впрыскивания, который должен происходить значительно позже, нежели у двигателя с низким сжатием, в котором он едва ли играет какую-либо роль, и происходит приблизительно вскоре после нижней мертвой точки.

Между двигателем с запальной головкой и полудизелем нельзя провести строгой границы, как и вообще в моторостроении. В то время как некоторые конструкторы повышают давление конца сжатия, которое в двигателе с запальной головкой равно приблизительно 6—9 атм. до 12—16 атм., другие конструкторы повышают его до 20—22 атм.

На фиг. 178 показан полудизель завода Реформ в Белиц-Эренбурге (около Лейпцига). Давление конца сжатия равно 16 атм., расход топлива 240 г/э. с. ч. и расход смазочного масла 8 г/э. с. ч.

На фиг. 179 и 180 даны разрезы полудизеля, построенного английской фирмой Петтерс размером в 240 Ø × 280, дающий при

Фиг. 178. Двигатель Реформ (полудизель) 80 л. с. при $n=300$.



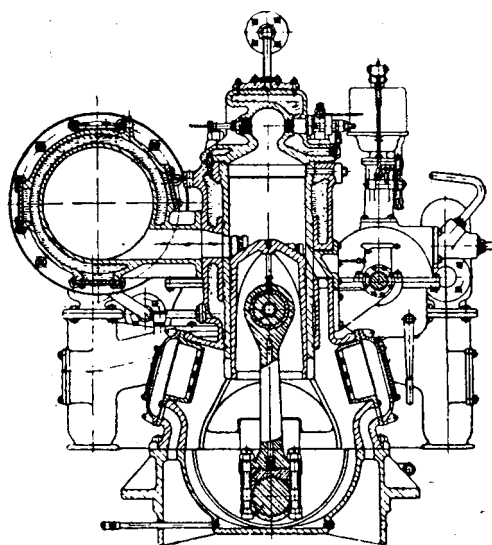
375 оборотах мощность в цилиндре в 28 э. л. с. и соответственно этому $P_e=2,6 \text{ кг/см}^2$ при гарантированном расходе топлива в 190 г/э. с. ч.,¹

¹ Вероятно, в оригинале опечатка. Такой низкий расход при указанном P_e получен быть не может. (Прим. ред.).

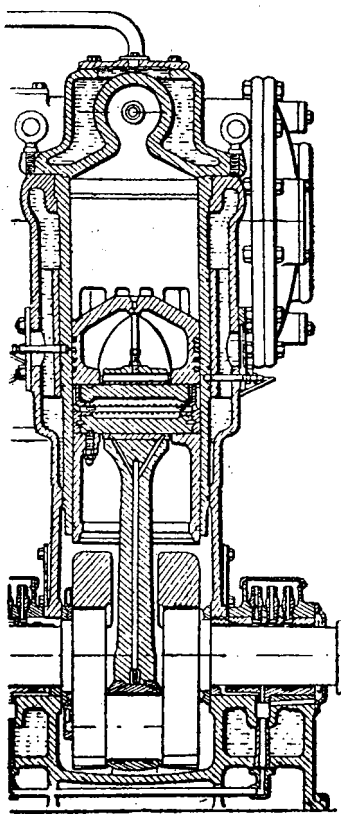
$p_c=21$ атм., $p_z=32$ атм. Такие двигатели строятся с различными по размерам цилиндрами и числами цилиндров, до 600 э. л. с. в 6 цилиндрах с кривошипно-камерной продувкой. Продувка осуществляется через наклонные окна.

Для пуска служит электрическая запальная спираль, питаемая аккумулятором в 6 вольт, который заряжается маленькой динамо-машиной; пуск производится сжатым воздухом. Смазка коренных подшипников под давлением, кривошипные шейки смазываются при помощи маслоуловительного кольца, цилиндры смазываются капельной масленкой. Расход масла по данным фирмы составляет всего $3,5 \text{ см}^3/\text{э. л. с. ч.}$

Нефтяные насосы установлены на одном конце машины, начало подачи



Фиг. 179. Двигатель (полудизель) Петтерс.



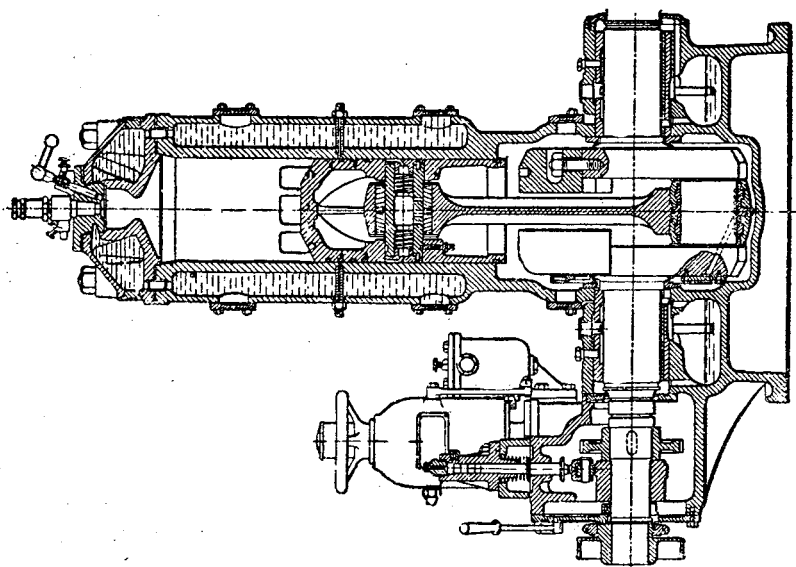
Фиг. 180. Двигатель (полудизель) Петтерс.

одинаково при всех числах оборотов, количество подаваемого горячего регулируется перепускным клапаном.

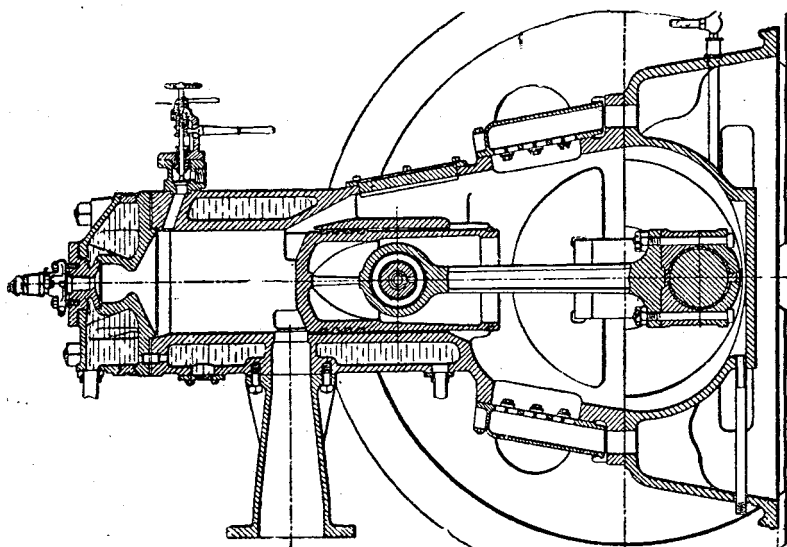
В 1929 г. завод Петтерс выпустил новую модель, представленную на фиг. 181 — 185. Этот двигатель имеет полностью охлаждаемую предкамеру,¹ конечное давление сжатия равно 32—35 атм.² Одно-

¹ «Engineering» 22/11 1929 г.

² Этот двигатель является в сущности по принятой терминологии дизелем. (Прим. ред.).



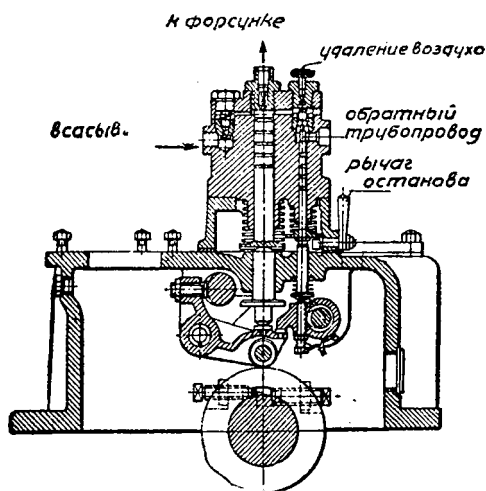
Фиг. 181. Продольный разрез предкамерного двигателя Петтера.



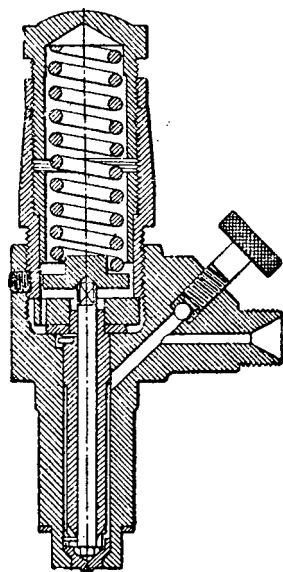
Фиг. 182. Поперечный разрез предкамерного двигателя Петтера.

цилиндровый двигатель размером $203 \times 298,5$ дает мощность в 25 л. с. при 400 оборотах, давление продувки равно 0,28 атм. изб. Поршневой палец укреплен в поршне и имеет с обоих концов маслоуловители, которые подают масло к роликовым подшипникам верхней головки шатуна. Пусковой клапан служит одновременно и для обратной закачки в пусковые баллоны. Регулятор действует на перепускной клапан насоса, показанный на фиг. 183.

Американская фирма Фербенкс-Морзе в Бело (Вискозин) со своим предкамерным двигателем шла по тому же пути развития.



Фиг. 183. Топливный насос предкамерного двигателя Петтерс.



Фиг. 184. Форсунка предкамерного двигателя Петтерс.

На фиг. 186 дан разрез двигателя с запальной головкой, построенного этой фирмой в большом количестве, от одного цилиндра до шести цилиндров, диаметр 267 мм и ход 317 мм.

p_e равнялось только $1,88 \text{ кг/см}^2$, мощность цилиндра при 340 оборотах¹ составляет 25 л. с.

Сопло h впрыскивало топливо на запальный штифт i , который до пуска должен быть подогрет извне лампой, но может быть заменен электрической калильной спиралью, питаемой аккумулятором в 6 вольт (в случае трехцилиндрового двигателя) в продолжение 30 секунд.

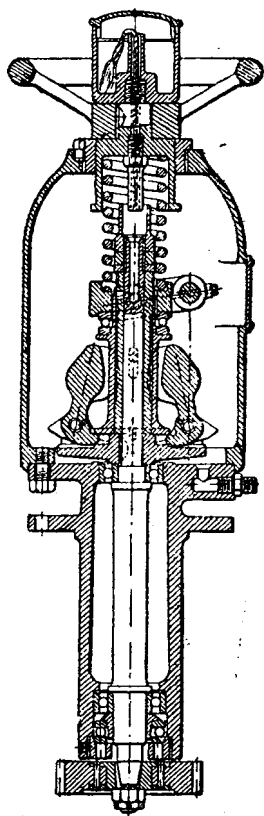
Охлаждаемый водою кожух e прижимает запальную головку к крышке. Верхняя часть запальной головки, на которую впрыскивается топливо, водой не охлаждается.

¹ V. D. I., 1923, стр. 697.

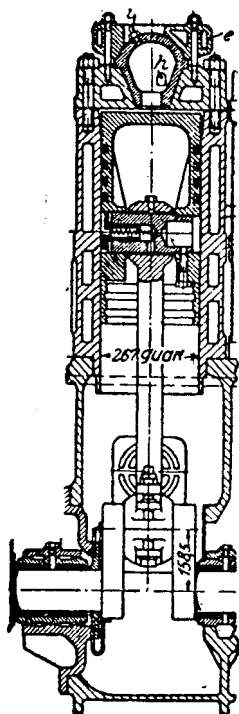
Собственно говоря, двигатель этот уже был больше двигателем среднего давления, а не двигателем низкого сжатия с запальной головкой.

Новые предкамерные двигатели фирмы Фербенкс-Морзе показаны на фиг. 187, 188, 192, 193. Предкамера полностью охлаждена водою, и конечное давление сжатия повышено до 32 атм.

В машинах Фербенкс-Морзе замечательна простота реверсирования и регулировка числа оборотов, которые совместно с впрыскиваю-



Фиг. 185. Регулятор предкамерного двигателя Петтерс.



Фиг. 186. Двигатель Фербенкс-Морзе с запальной головкой.

щими насосами и приспособлениями для пуска посредством сжатого воздуха соединены воедино.

На фиг. 188 даны два ручных маховика; большой ручной маховик справа служит для пуска, останова и реверсирования машины. Маленький маховичок — для установки желаемого числа оборотов посредством воздействия на пружину регулятора. Перевод от «полный—вперед» на «полный—назад» требует 10 секунд.

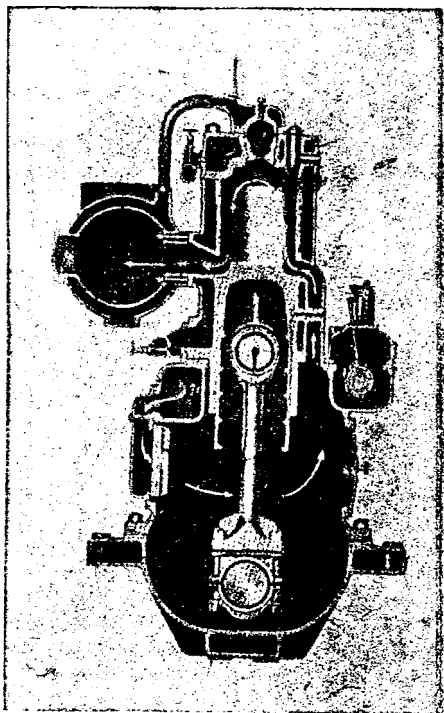
Разрезы впрыскивающих насосов, пусковых и регулировочных приспособлений даны на фиг. 189—190 и 191.

При пуске машины большое ручное колесо (штурвал) поворачивается из положения «стоп» в положение «пуск».

При этом всасывающие клапаны топливного насоса при помощи сжатого воздуха приподнимаются специальными рычагами, так что впрыскивание не имеет места. Когда двигатель пущен, то штурвал из положения «пуск» приводится обратно в положение «вперед» или «назад». При этом всасывающие клапаны уже больше не приподнимаются и топливные насосы начинают подачу, т. е. впрыскивание в порядке очереди зажигания отдельных цилиндров. Одновременно с этим поворачиванием штурвала в положение рабочего хода закрывается главный клапан для пускового воздуха и открывается маленький клапан, производящий выпуск пускового воздуха из трубопроводов перед пусковыми клапанами.

Реверсирование машины производится соответствующим поворачиванием штурвала в положение «назад», причем сперва кулачок обратного хода, сидящий на валу колеса и находящийся над роликом и рычагом, сдвигает вспомогательный вал. Этот подвижной вспомогательный вал несет ролики и рычаги клапанного распределения пускового воздуха и расположен параллельно распределительному валу. При дальнейшем поворачивании штурвала с открытием главных клапанов сжатый воздух попадает к клапанам распределения, прижимает их к своим гнездам и этим приводит ролики вспомогательного вала в соприкосновение с соответствующим кулачком обратного хода или хода вперед на валу распределения, так что машина пусковым воздухом проворачивается в желаемом направлении вращения.

Плунжеры приводятся находящимися на распределительном валу кулачками; отмер подаваемого количества производится коротким или более длительным открытием всасывающего клапана. Всасывающий клапан закрывается посредством двухплечего качающегося рычага.

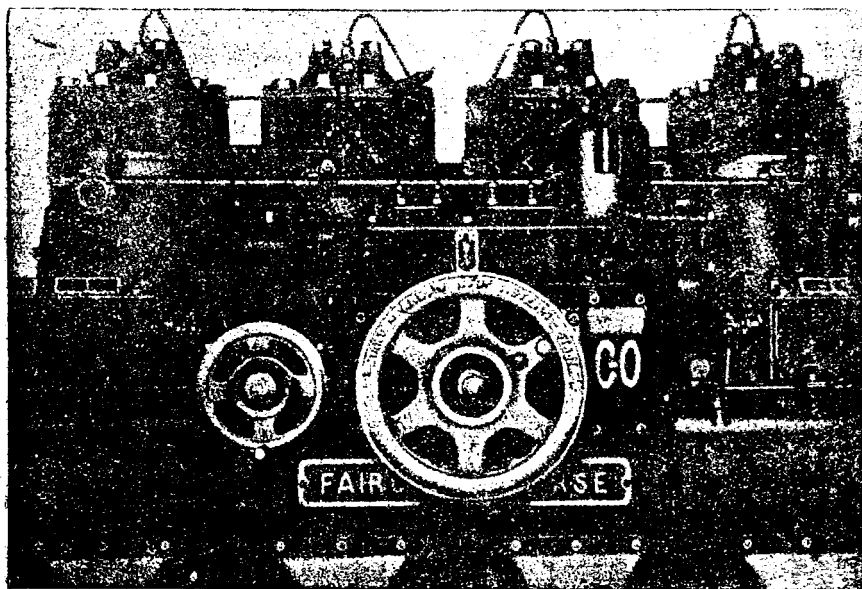


Фиг. 187. Предкамерный двигатель Фербенкс-Морзе с кривошипной продувкой.

чага, приводимого идущим вверх поршнем насоса. Этот двуплечий рычаг установлен подвижно и качается около эксцентрично установленного вала, переставляемого регулятором. Подача насосом начинается с момента более раннего или более позднего закрытия всасывающего клапана.

Центробежный регулятор с вертикальным валом приводится от распределительного вала посредством включения эластичной муфты в коническую шестерню распределительного вала.

Собственный вес вертикального регуляторного вала компенсируется пружиной, отклонения регулятора передаются системой про-

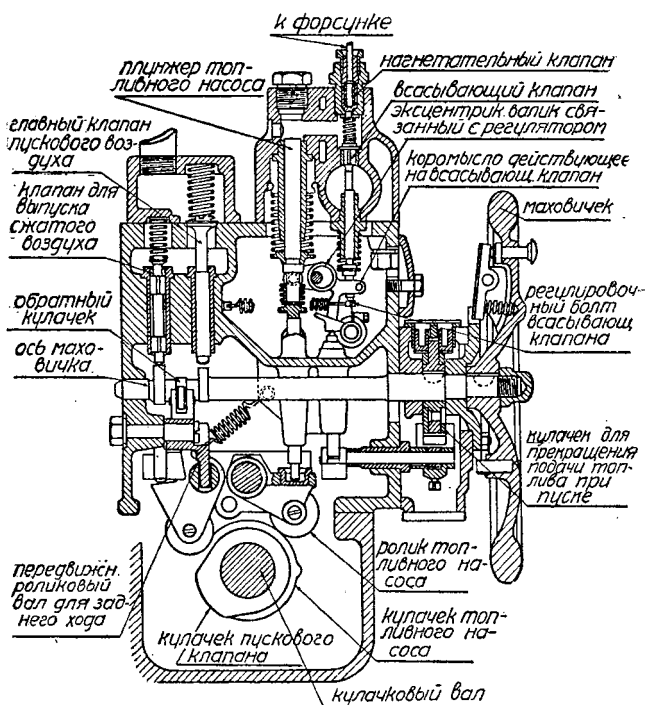


Фиг. 188. Управление предкамерного двигателя Фербенкс-Морзе.

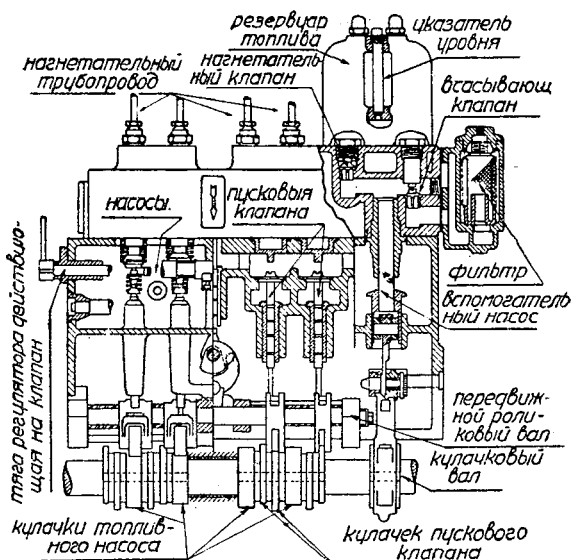
межуточных штанг на рычаг всасывающих клапанов, как это показано на фиг. 191 направо вверх. Специальные болты в системе промежуточных штанг дают возможность подрегулирования машины на данную мощность при соответствующем числе оборотов.

Изменение мощности, равное изменению числа оборотов в судовых машинах, происходит, как это уже было сказано, изменением натяжения пружины, нагружающей грузы регулятора.

Двигатели Фербенкс-Морзе мощностью до 360 л. с. в 6 цилиндрах имеют кривошипно-камерную продувку, более же мощные машины этой фирмы (до 720 л. с. в 6 цилиндрах) снабжаются продувочным поршневым насосом двойного действия, находящимся на переднем конце коленчатого вала. Показанная на фиг. 188 и 189 машина в 720 эффективных лошадиных сил имеет коленчатый вал с диаметром цапфы в 254 мм и продувочный насос размеров 788 \varnothing \times 508.



Фиг. 189. Поперечный разрез через реверс двигателя Фербенкс-Морзе.

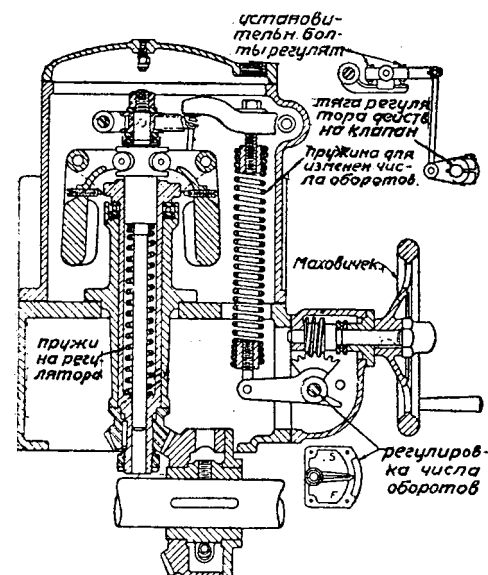


Фиг. 190. Продольный разрез через реверс двигателя Фербенкс-Морзе.

-Количество воздуха насос дает 1,1 от рабочего объема цилиндров.

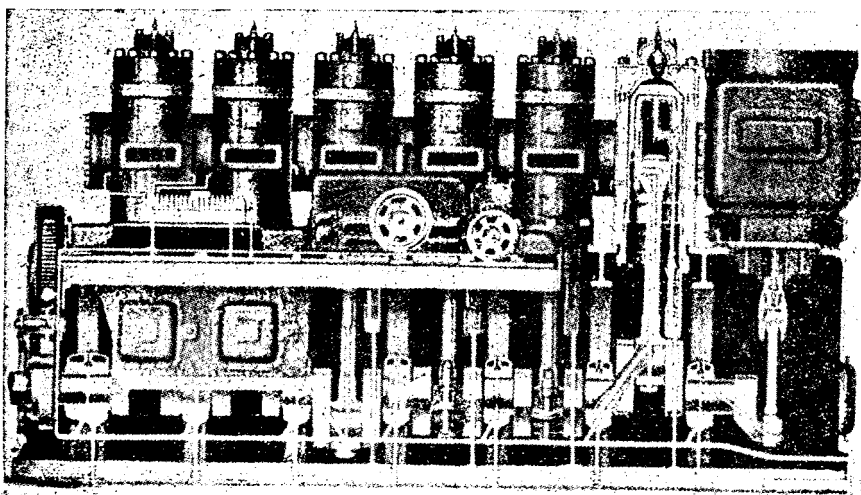
Пусковое приспособление, реверсирование, изменение числа оборотов и впрыскивающие насосы в основном схожи с описанным выше; отклонения имеются в некоторых деталях, как это видно на фиг. 194 и 195.

При пуске в ход больших машин ручной штурвал поворачивается сначала на первое положение пуска, при этом открываются два главных клапана для пускового воздуха. Первый главный клапан подает сжатый воздух к трем пусковым клапанам, управляемым кулачками, через которые поступает сжатый воздух в первые три цилиндра. Второй главный клапан подводит сжатый воздух через специальный канал к трем пусковым управляемым кулачком клапанам, снабжающим сжатым воздухом задние три цилиндра. Оба главных клапана для сжатого воз-



Фиг. 191. Разрез регулятора двигателя Фербенкс-Морзе.

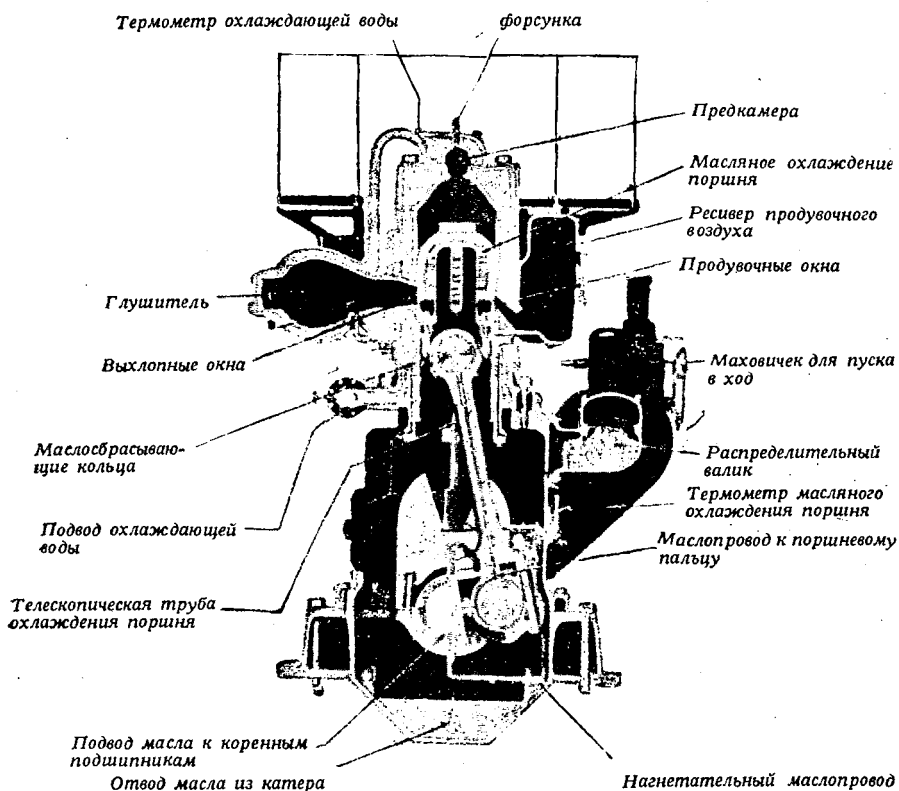
духа имеют двойные седла; этим достигается достаточно большое сечение клапанов при относительно маленьком диаметре клапана.



Фиг. 192. Двигатель Фербенкс-Морзе с поршневым продувочным насосом двойного действия.

При открытых главных клапанах путь пускового воздуха на фиг. 195 отмечен стрелками.

Когда машина пущена, то колесо поворачивается во второе положение пуска. При этом один главный клапан пускового воздуха закрывается и тогда только три цилиндра работают на сжатом воздухе,



Фиг. 193. Разрез предкамерного дизеля Фербенкс-Морзе.

в то время как выключенные 3 цилиндра дают вспышку от давления сжатия, так как подача топлива насосами не прекращается во время пуска сжатым воздухом. Работающие цилиндры разгоняют машину, после чего ручной штурвал становится в положение «вперед» или «назад». При этом закрывается второй главный клапан, чем и выключается доступ сжатого воздуха к остальным трем цилиндрам.

Как только главные клапаны при поворачивании штурвала закрываются, то их частично просверленные толкачи становятся сжатым воздухом проводящего трубопровода на свое место. При этом открываются несколько отверстий на нижнем конце полого толкача, через которые выходит сжатый воздух, находящийся еще в канале над 3 пусковыми клапанами, и ставит их на свое место, так что ролики под стержнями клапанов прижимаются к кулачкам распределитель-

ного вала. Если находящийся сжатый воздух над клапанами ушел по пути, обозначенному на фиг. 195 стрелками, то клапаны приподнимаются роликами качающегося коромысла посредством маленькой натяжной пружины, видной на фиг. 194.

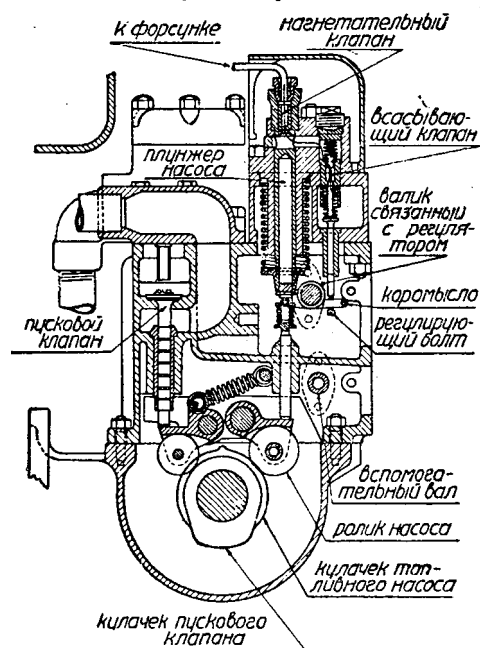
Таким образом клапаны, управляющие пусковым воздухом, прилегают к распределительному валу лишь при пуске.

При реверсировании приводится в движение посредством кулачка рычаг *j* на валу ручного штурвала, который в свою очередь сдвигает вдоль ось *K* с роликами для пусковых клапанов.

В положении «стоп» приподнимаются посредством маленьких натяжных пружин пусковые клапаны, так что ось роликов *K* может

быть продвинута вперед или назад соответственно вращению ручного штурвала. Благодаря этому наполняются сперва те цилиндры сжатым воздухом, поршни которых находятся в соответствующем положении, так что машина начинает работать в желаемом направлении вращения.

Для того случая, когда машина еще не остановилась, а машинист при реверсировании поворачивает ручной штурвал из положения «стоп» в первое положение пуска, предусмотрено предохранительное приспособление, которым всасывающие клапана насосов приподнимаются при этом движении, и впрыскивание топлива прекращается. Это приспособление пояснено фиг. 195. На приводимом

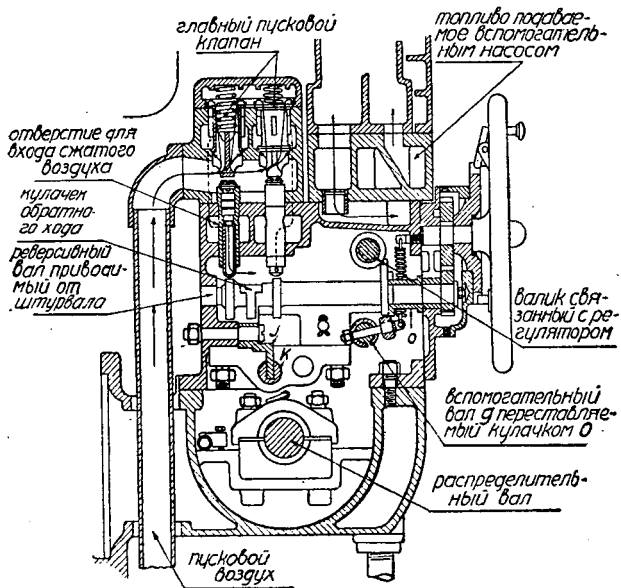


Фиг. 194. Насос двигателя Фербенкс-Морзе.

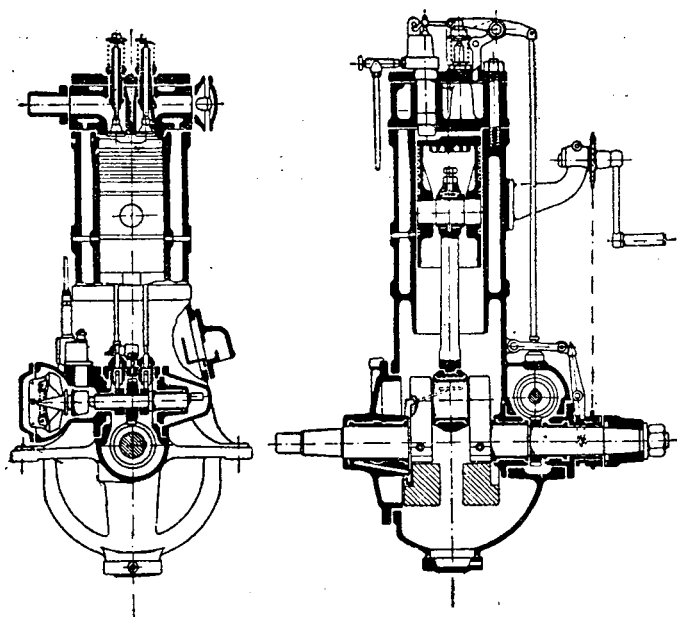
ручным колесом посредством зубчатых колес валу переключения свободно сидит кулачок *O*, который захватывается цапфой и поворачивает вспомогательный вал *G*, который в свою очередь передвигает находящийся под действием регулятора вал *H*, вследствие чего приподнимаются всасывающие клапаны топливных насосов.

Если колесо приходит в первое пусковое положение, то воздействие вспомогательного кулачка *O* на вспомогательный вал *G* прекращается. Вспомогательный вал *G* под влиянием пружины становится опять в свое старое положение, и всасывающие клапаны закрываются.

На изготовление двигателей дизеля перешел за последнее время и известный английский моторный завод Гарденер, первоначально строивший двигатели с запальной головкой и потом двигатели среднего давления. Его новый «cold starting» — это 2-тактный двигатель



Фиг. 195. Реверс двигателя Фербенкс-Морзе.



Фиг. 196. Одноцилиндровый двигатель Бронс завода Дейтц.

с кривошипнокамерной продувкой имеет $p_0 = 28$ атм. и $p_2 = 41$ атм. 6-цилиндровый двигатель размером $317 \varnothing \times 381$ дает 300 л. с. при 290 об/мин. Коленчатый вал диаметром в 172 мм тщательно уравновешен противовесами. По сравнению с полудизелем, из которого он образовался, двигатель имеет на 20% больший вес и на 10% большую стоимость, зато расход топлива значительно уменьшился, а именно:

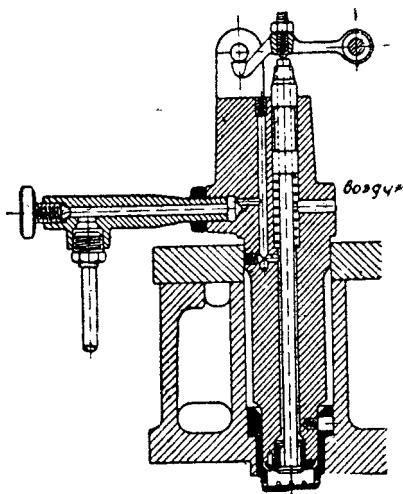
190 г/э. с. ч.	при полной нагрузке
210 "	" " половинной нагрузке
270 "	" " четверти нагрузки

Топливо впрыскивается под давлением в 140 атм.¹ в предкамеру.

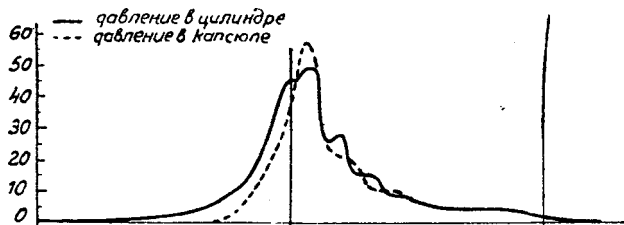
В то время как до сих пор упоминаемые полудизеля образовались из машин с запальной головкой, можно проследить и другое направление в развитии конструкций, исходной точкой которой (по крайней мере теоретически) послужил двигатель высокого давления с самовоспламенением.

Первый работоспособный предкамерный двигатель этого рода был спроектирован машиностроительным заводом Дейтц—двигатель Бронса (примерно в 1906 г.).

В этом четырехтактном двигателе жидкое топливо всасывалось автоматическим клапаном во время хода всасывания, смешивалось при этом с воздухом и поэтому грубо распыливалось. Смесь топлива с воздухом доходила только до маленькой капсюли, находящейся сбоку в камере сгорания и соединенной с ней рядом узких сверлений. По мнению изобретателя, топливо должно испариться в горячей капсюле, после чего эта смесь пара и воздуха должна будет воспламениться от входящего к концу хода сжатия го-



Фиг. 197. Запальная капсюль двигателя Бронс.



Фиг. 197а. Смещенная индикаторная диаграмма двигателя Бронс.

¹ „Motor Ship“, London. Сентябрь 1928 г.

рячего воздуха ($p_c \approx 35$ атм.). Возникающее в это время в капслюле (предкамере) повышение давления должно будет протолкнуть несгоревшие пары топлива в камеру сгорания, в которой и произойдет главное сгорание.

Но двигатель плохо реагировал на изменение нагрузки, что ограничивало возможность его применения в судостроении. Начало зажигания было нерегулярно и сопровождалось высокими давлениями воспламенения в 55—60 атм., из-за чего двигатель работал беспокойно и тяжело.

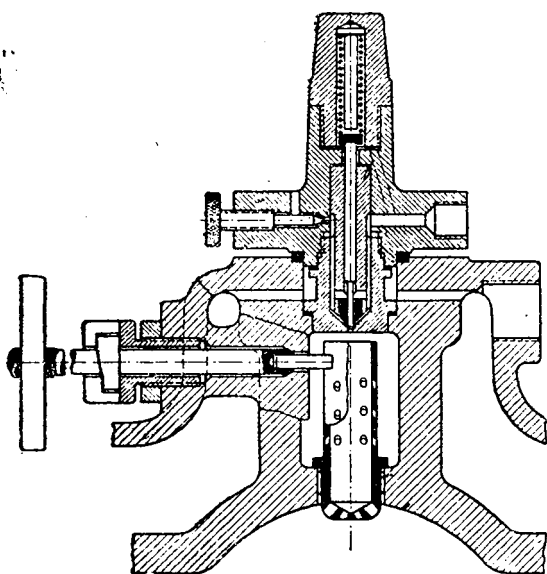
Смещенные индикаторные диаграммы показывают при полной нагрузке и особенно при перегрузках, что возрастание давления в камере сгорания происходит раньше, нежели в капслюле, т. е., что воспламенение должно было бы сначала произойти в камере сгорания и уже после этого охватить капслюлю (фиг. 197-а).

Этот очевидный факт объяснялся бурным протеканием испарения в капслюле, при котором пары топлива попадают в камеру сгорания и там сгорают. Возникающее повышение давления в капслюле при воспламенении обуславливало выдувание из капслюля.

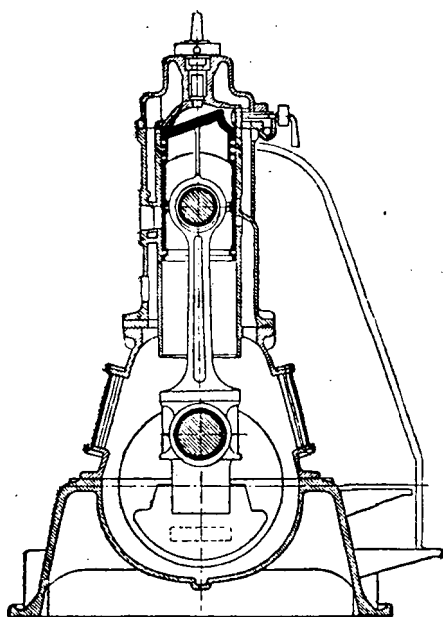
Но эти объяснения процесса воспламенения в машине Бронса, вероятно, неправильны. Конечно, ничтожная часть топлива и испарялась, но эти пары никогда не начнут воспламенения, так как точка их воспламенения намного выше, чем точка воспламенения жидкого топлива. Неправильно протекающий процесс воспламенения этого двигателя, особенно начало воспламенения вне капслюли при высокой нагрузке, вполне объясняется своеобразным образованием смеси. Всосанная смесь топлива с воздухом, особенно при высоком наполнении, не имеет причин ограничиться только объемом капслюли,—она просто следует обусловленному разрежением в цилиндре течению и проходит через отверстия капслюли в камеру сгорания, где вследствие обильного присутствия кислорода не останавливается на начальной реакции (образование пероксида), как у содержащегося в капслюле топлива, но воспламеняется. В капслюле топливо только частично преобразовывается (образование пероксида) вследствие недостатка кислорода и частично сгорает при проникинии кислорода в капслюлю к концу сжатия, и затем при выдувании из запальной капслюли сгорает чрезвычайно скоро и вполне, причем в узких отверстиях оно хорошо распыляется и нагревается до температуры выше критической.

Американец Хвид (в Австралии) видоизменил двигатель Бронса тем, что в его двигателе топливо, отчасти смешанное с воздухом и распыленное, не всасывалось, а вдувалось посредством равных малых количеств воздуха в капслюлю.

К сожалению, автору неизвестно, отличается ли чем-нибудь процесс воспламенения двигателя Хвида от процесса воспламенения Бронса, что должно было бы иметь место, если количество распыляющего воздуха меньше или равно объему капслюли, так что выхода топлива в камеру сгорания не может быть. Вследствие вдувания топлива возможно было двигатель Хвида построить двухтактным. Этот



Фиг. 198. Предкамера дизеля Эльве,



Фиг. 199. Предкамерный дизель Эльве 290×400 ,
 $n=300$, $N=70$ л. с.

тип двигателя в Америке очень распространен. Одноцилиндровый двигатель при 76×114 дает при 1 100 об/мин. около 3 л. с. при расходе топлива только в 200 г/э. с. ч.; расход же топлива в двигателе Бронса составлял около 230 г/э.с.ч.

Двигатели Бронса в настоящее время строятся еще голландским машиностроительным заводом Бронса в Амстердаме и бельгийской фирмой I. M. O. P. Два четырехтактных 6-цилиндровых двигателя в 120 л. с. при 400 об/мин. работают, например, на буксирном теплоходе на Рейне. Расход газаля при полной нагрузке равняется около 190 г, при половинной нагрузке 230 г/э. с. ч. Двигатели нереверсивны и имеют реверсивную муфту ¹.

Последняя конструкция двигателя Бронса 1911 г. дана на фиг. 196 и 197. Топливо подводится маленьким насосом к форсунке, которая управляется не автоматически, а качающимся рычагом всасывающего клапана. Двигатель Бронса строился в одно- и двухцилиндровом исполнении со средней мощностью цилиндра в 12,5 эффект. л. с. машиностроительным заводом Дейтц.

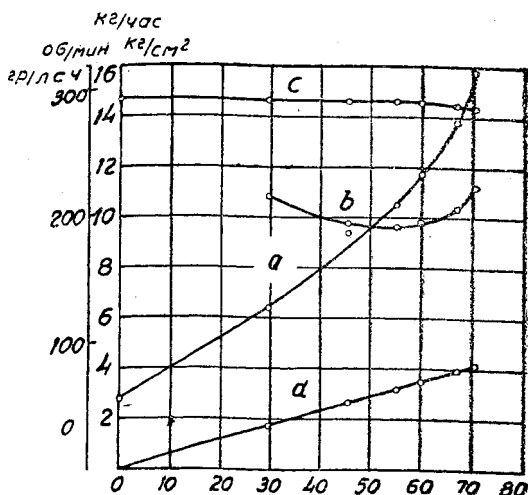
¹ «Motor Ship», Лондон, декабрь, 1926 г.

Шведская фирма Лью-сне-Воксна сконструировала первый предкамерный, вполне пригодный для практических целей, двигатель «Эльве» (конструктор Лейснер), предкамера которого (фиг. 198) разделяется калильной вставкой (насадком) на две части, соединенные между собою отверстиями.

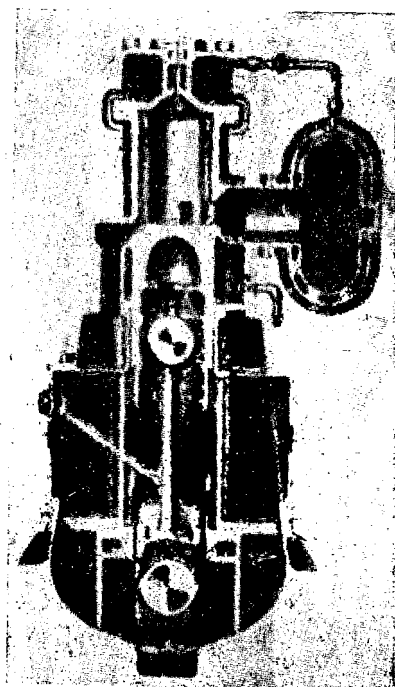
Топливо, впрыснутое в запальную вставку перед верхней мертвой точкой, там воспламеняется, и возникающее при этом возрастание давления гонит топливо не только в камеру сгорания, но и (в незначительной мере) в кольцевое пространство вокруг насадка, где оно полностью сгорает в свежем воздухе, нагнетаемом туда во время хода сжатия. При отходящем поршне продукты сгорания кольцевого пространства протекают через насадок в камеру сгорания, захватывая с собой еще несгоревшие частицы, которые уже окончательно сгорают в цилиндре.

Итак, подразделение предкамеры обуславливает совершенное вытеснение из нее горючих частиц. Это же действие резерва воздуха достигается еще и другой формой предкамеры (например, Зульцер, Кертинг).

Двигатель Эльвэ строится 2-тактным с кри-вошипно-камерной продувкой и имеет $p_e = 4 \text{ кг/см}^2$



Фиг. 200. Данные испытания двигателя Эльвэ 60 л. с. а—общий расход топлива в кг/час. , б—расход топлива $2/3$ л. с. ч., с—число оборотов, d—среднее эффективное давление кг/см^2 .



Фиг. 201. Предкамерный дизель Ветлегем-Сталь.

(фиг. 200)¹. Но несмотря на конечное давление сжатия в 35 атм. (в разогретой машине), необходим для пуска холодной машины вспомогательный запал, например, нитрированная пропускная бумага.

Эта бумага зажигается спичкой вне машины и в обойме с револьверным затвором вводится в предкамеру, в которой она вызывает первое воспламенение.

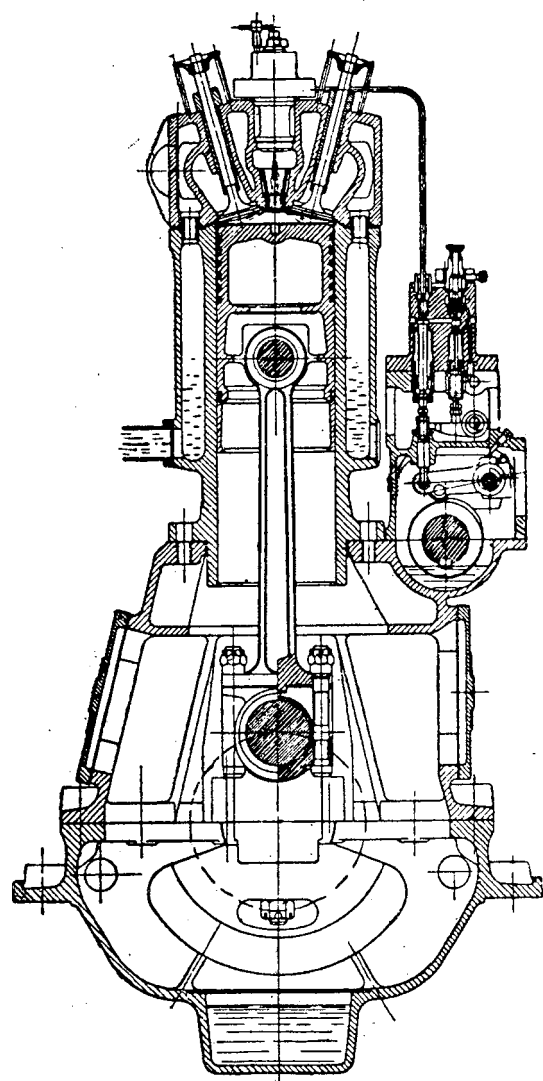
Двигатель дает хорошие результаты, несмотря на наличие козырька на поршне и, следовательно, не совсем удовлетворительной формы камеры сгорания, но очевидно это не очень мешает внутреннему смесеобразованию.

Предкамерный двигатель американской Bethlehem Steel Corp. кажется целиком перенял предкамеру двигателя Эльвэ (фиг. 201).

Двигатель двухтактный, строится 3=4 и 6-цилиндровым от 90 л. с. при 400 об/мин. до 570 л. с. при 250 об/мин. Для продувочного воздуха имеется отдельный поршневой насос двойного действия, помещаемый на конце коленчатого вала.

Предкамерный двигатель Мангеймских моторных заводов, прежде Бенц и К^о, дан на фиг. 202.

Насадок предкамеры ввернут в шейку, охлаждаемую водой, и может быть заменен. Насадок



Фиг. 202. Предкамерный дизель Бенц.

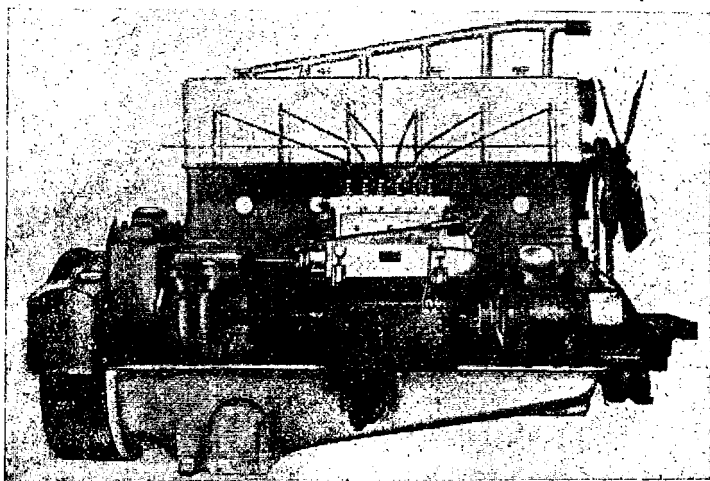
в верхней своей части, на которую главным образом и попадает топливо, имеет форму воронки, изолированную от охлаждаемых стенок

¹ V. D. I. 1925, стр. 1531. Хубендик «Шведские машины внутреннего сгорания».

предкамеры воздушной прослойкой для того, чтобы сохранять достаточно высокую температуру. Объем предкамеры, находящийся над воронкой, следует рассматривать как некоторый резерв воздуха для более полного вытеснения горящих газов предкамеры.

Пуск машины происходит вспомогательным запалом обычно при помощи нитрированной пропускной бумаги, вводимой в предкамеру. $p_e = 30-32$ атм., $p_s \approx 42$ атм., давление впрыскивания равно только 70 атм.

Фирма строит двигатели с различными по размерам цилиндрами и различным числом их, различными числами оборотов для стационарных установок и для судов до 800 л. с. в 6 цилиндрах при 187 об/мин.



Фиг. 203. 6-цилиндровый предкамерный дизель для грузовиков Даймлер-Бенц.

Тракторный двигатель конструкции этой фирмы имеет диаметр 135 мм, ход 200 мм, число оборотов $n=800$, $N_e=2 \times 15=30$ л. с.

Английская фирма Макларен, имеющая лицензию на этот двигатель, дает о нем следующие данные.

Двухцилиндровый двигатель весит 560 кг или 18,2 кг/л. с.; 4-цилиндровый 60 л. с. весит 900 кг, т. е. 15 кг/л. с., при применении легких металлов 725 кг, или 12 кг/л. с.; гарантированный расход топлива 227 г на э. л. с. в час. Более большой 6-цилиндровый двигатель размером $200 \varnothing \times 250$ дает 250 э. л. с. при 1 000 об/мин.

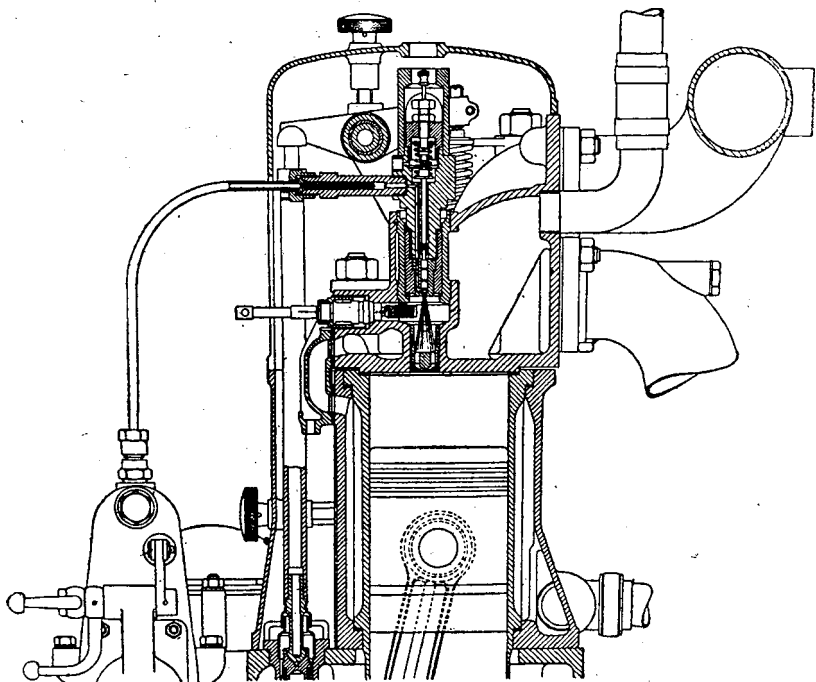
Эти машины собственно более пригодны для судовых установок, как главные для маленьких судов и вспомогательные для больших; для тягачей и грузовиков они при весе в 12 кг/л. с. слишком тяжелы.

Предкамерный двигатель акц. о-ва Даймлер-Бенц, Гаггенау дан на фиг. 203 и 204. Двигатель имеет шесть цилиндров размером $105 \varnothing \times 165$ и даст 70 л. с. при 1 300 оборотов, при соответствующем $p_e = 5,65$ кг/см², максимальное значение p_s равно приблизительно 7,5 кг/см².

Кривошипная камера и оба блока цилиндров сделаны из легкого металла, рабочая втулка цилиндра—из чугуна, крышки цилиндров также чугунные. Коленчатый вал вращается в 7 скользящих подшипниках. Смазка двигателя под давлением.

Отдельный насос нагнетает топливо через фильтр из резервуара к топливному насосу, который, как и форсунка, изготовления завода Бош.

Предкамера снабжена несколько своеобразным насадком, состоящим из трех частей. Внешняя часть сидит на резьбе в головке цилиндра,



Фиг. 204. Разрез предкамерного двигателя Даймлер-Бенц 1050X165 («Der Motorwagen» 1928 г., стр. 534),

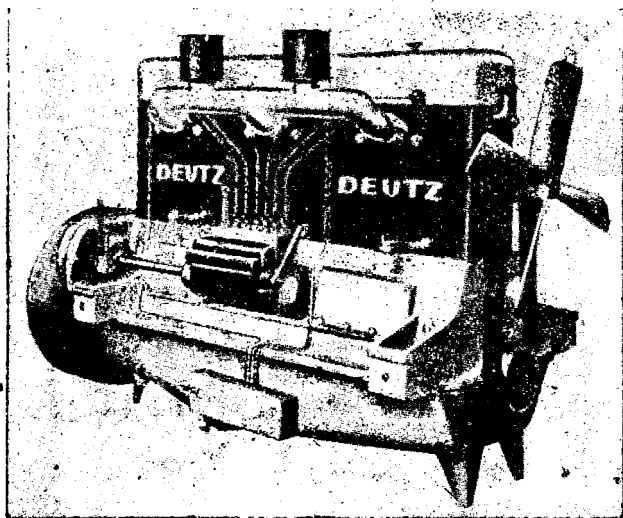
и в ней помещается ребристая вставка, которая придерживается доннышком насадка с центральным отверстием. Доннышко насадка укреплено на резьбе во внешней части.

Целесообразно ли это центральное отверстие предкамеры, которое имеют также и автомобильные предкамерные двигатели акц. о-ва Кертинг (Ганновер), это еще неизвестно.

Струя горячих предкамерных газов непосредственно попадает на днище поршня, которое поэтому в обеих конструкциях делается из стали (тело поршня из алюминия). При таком устройстве поршень излишне сильно нагревается.

С другой же стороны, проходящие предкамерные газы сильно охлаждаются, что ни в коем случае не полезно для сгорания, и в самом

деле, оба упомянутых двигателя обнаруживают склонность к дымному выхлопу, особенно при холостом ходе и неполной нагрузке, что ни в коем случае нельзя отнести к неполно сгоревшему смазочному цилиндровому маслу, как этим объясняют некоторые конструкторы дымность выхлопа. Так, напр., предкамерный двигатель завода Дейтц не дает дымного выхлопа даже при продолжитель-



Фиг. 205. Предкамерный автомобильный дизель завода Дейтц.

ном холостом ходе, так как предкамерные газы, прежде чем попасть на охлажденные части стенок, проходят сравнительно длинный путь из сбоку расположенной предкамеры.

Расход газаля двигателя Даймлер-Бенц при полной нагрузке и 1 000 оборотов составляет около 200 г на э. л. с./час.

Несмотря на высокое давление сжатия в 35 атм., необходимо до включения электрического стартера предварительно прогреть электрические запальные спирали в продолжение 30 секунд. Запальные спирали дают воспламенение топлива до тех пор, пока насадок не достигнет той температуры, при которой он может выполнить свое назначение каталитического постороннего запальника. Следовательно, запальные спирали действуют не как «подогреватели воздуха», как последнее время говорилось в заинтересованных кругах, имеющих стремление рассматривать все виды предкамерных двигателей, уже запатентованными герм. гос. патент. № 230517 Л^еОранж-Бенц, а как каталитические посторонние воспламенители, которые одинаково хорошо могут быть заменены электрической запальной свечей высокого напряжения и магнето, как это, напр., и сделано в двигателе с запальной головкой Хэмсворти¹.

¹ «Engineering» от 11/VI 1920 г.

Предкамерный двигатель. Даймлер-Бенц, поставленный на шасси 5-тонной машины, получил в 1928 г. на испытании в Англии первый приз британского военного министерства, как самый лучший автомобильный двигатель тяжелого топлива.

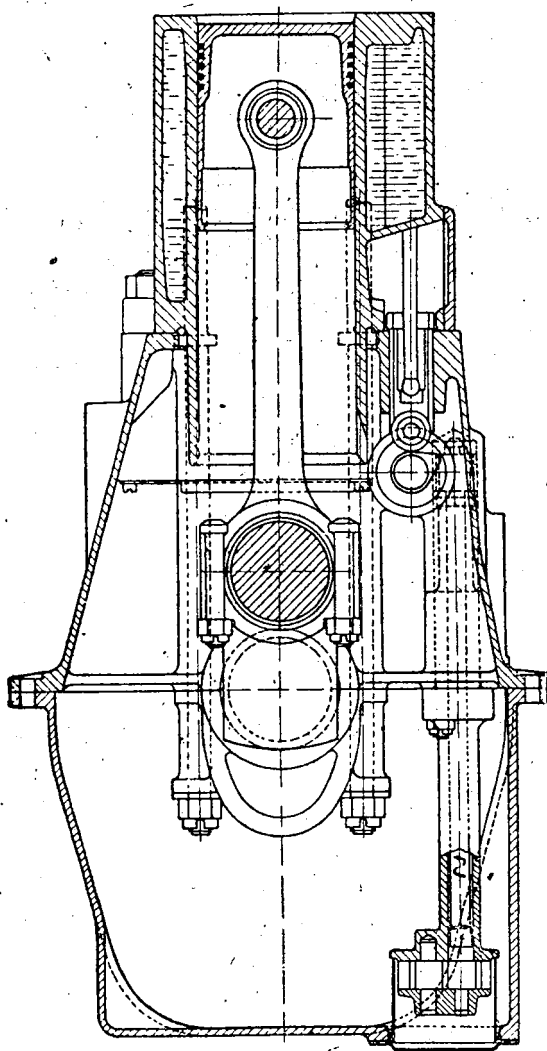
Вес двигателя равняется 9 кг на лошадиную силу.

На фиг. 205—211 дан автомобильный предкамерный двигатель фирмы Дейтц.

Диаметр цилиндра равен 115 мм, ход—170 мм, 4 цилиндра, нормальная мощность 40 э. л. с. при 1 000 оборотов, среднее эффективное давление 5 кг/см². Максимальная мощность 55 л. с. при 1 250 оборотах, соответственно $p_e = 5,5$ кг/см², 6-цилиндровый двигатель развивает максимально 85 л. с. при $n = 1\,250$.

Вес 4-цилиндрового двигателя, включая осветительную динамо и электрический стартер, равен 600 кг (около 13 кг/л. с.); вес 6-цилиндрового двигателя равен 780 кг (около 10 кг/л. с.).

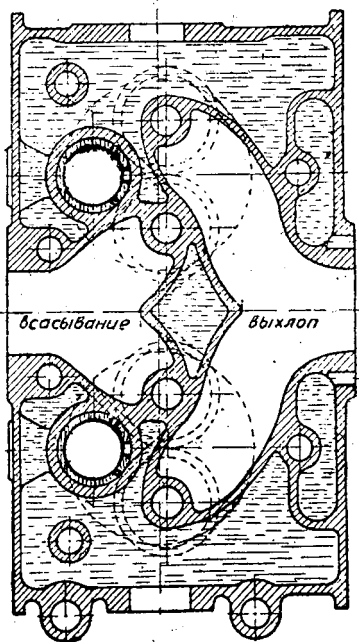
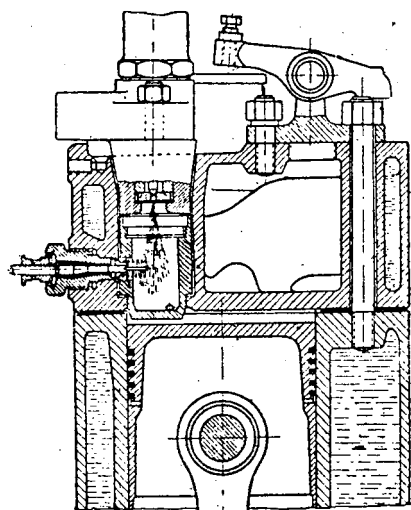
Картер, верхняя и нижняя части сделаны из алюминиевого сплава, цилиндрические блоки (на каждые 2 цилиндра)—из чугуна. Коленчатый вал установлен в верхней части картера на 5 или 7 подшипниках. Крышки подшипников крепятся анкерными болтами, одновременно скрепляющими блоки цилиндров и головку (фиг. 207). Таким образом анкерные болты воспринимают на себя давление, разгружают блоки и картер. Клапаны приводятся находящимся внизу кулачковым валом посредством толкателей и коромысел. Отдельный вспомогательный валик приводит осветительную динамо, водяной насос и регулятор



Фиг. 206. Разрез предкамерного дизеля Дейтц.

ные болты воспринимают на себя давление, разгружают блоки и картер. Клапаны приводятся находящимся внизу кулачковым валом посредством толкателей и коромысел. Отдельный вспомогательный валик приводит осветительную динамо, водяной насос и регулятор

числа оборотов. Топливный насос приводится вторым боковым кулачковым валиком, установленным с другой стороны двигателя.

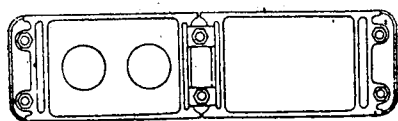
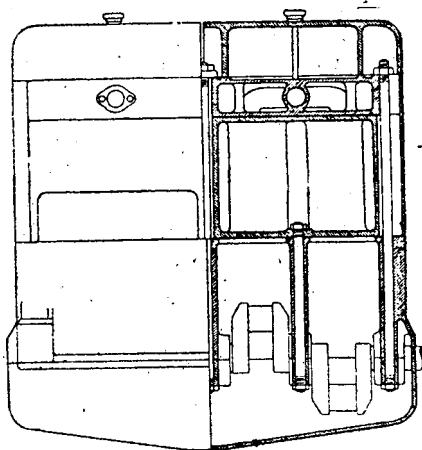


Фиг. 208. Расположение предкамеры в автомобильном дизеле Дейтц.

Как видно из фиг. 208, предкамера находится сбоку камеры сгорания, как в прежнем дейтцовском двигателе Бронса. В четырехтактном двигателе это распределение допускает достаточно большие сечения клапанов.

Дальнейшее преимущество установленной сбоку предкамеры заключается в том, что горячие предкамерные газы попадают не прямо на дно поршня, следовательно, избегают местные перегревы в поршне, а равно сильное охлаждение предкамерных газов.

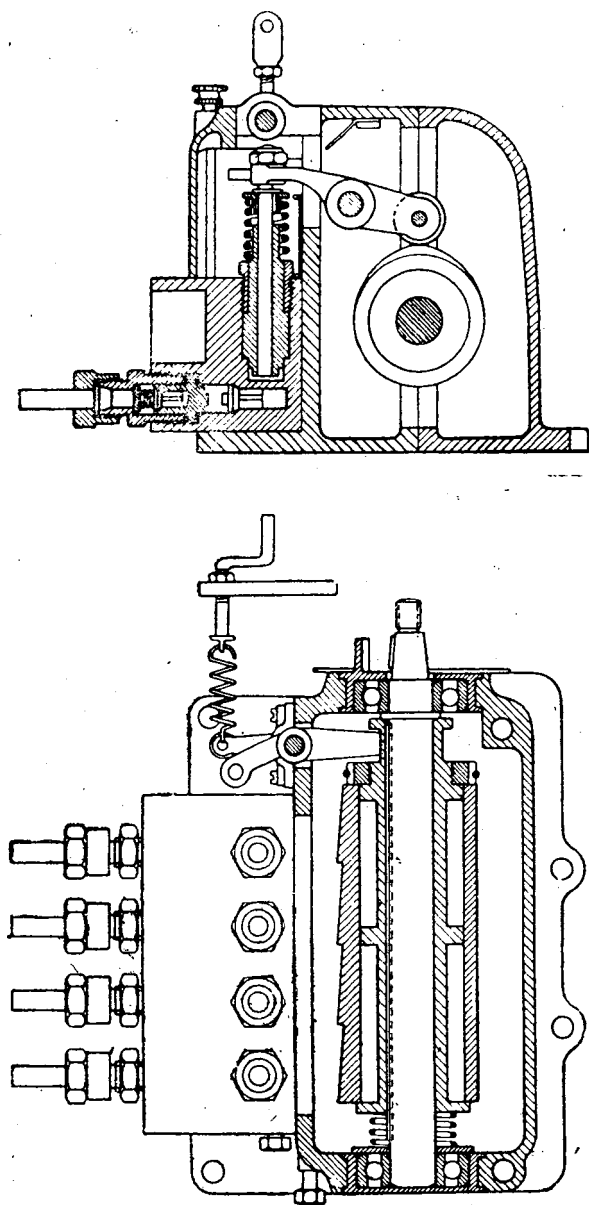
Уплотнение предкамеры в головке цилиндра первоначально было сделано вверху, но затем было перенесено по возможности больше вниз, так что горячие газы не могут



Фиг. 207. Предкамерный дизель Дейтц.

попадать в неизбежную кольцевую щель между предкамерной и охлаждаемой водою головкой цилиндра. Таким образом возможно

стало привести температуру предкамеры к значительно более низкой и более равномерной, которая в середине выступающего в камеру сгорания дна предкамеры составляла около 350°C .



Фиг. 209. Нефтяной насос дизеля Дейтц; изменение хода плунжера посредством передвижных наклонных кулачков (V. D. I. 1928, 15/IX стр. 1279 29/IX стр. 1371, «Der Motorwagen». 1928 г., стр. 807).

Предкамера соединена с камерой сгорания большим средним отверстием и двумя маленькими боковыми отверстиями.

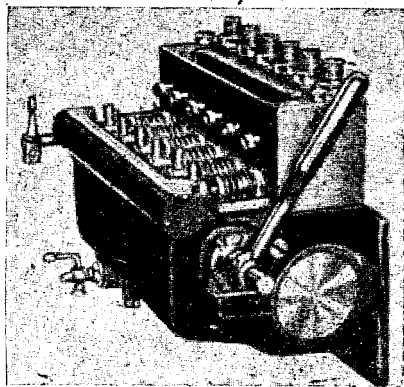
Для изменения подаваемого количества топлива впрыскивающий насос имеет своеобразную регулировку хода плунжера, а именно при помощи наклонных кулачков, переставляемых вдоль вала. Как известно, недостаток косых кулачков заключается в быстром износе их и роликов, соприкасающихся только в одной точке. Но так как давление впрыскивания предкамерного двигателя Дейтца не превышает 70 атм., то этот недостаток не оказывает своего заметного влияния, тем более, что для кулачка и роликов берутся высококачественные сорта стали.

Другой недостаток насосов с регулировкой хода плунжера заключается в неточности конца впрыскивания, который легко может привести к нежелательному подкапыванию, но кажется, что это не имеет здесь места. Вероятно, подкапывание должно быть практически исключено правильным подбором нажимной пружины для форсуночной иглы. Доказательством этого может служить очень незначительный расход топлива в 190 г/з. с. ч. при полной нагрузке. Причина этой немного рискованной конструкции кроется в стремлении к возможно большей простоте машины для того, чтобы водителю не дать возможности самостоятельно производить изменения в установке насоса.

Для нахождения причины отказа в работе какого-либо из насосов можно при помощи боковых ручных рычагов, видимых на фиг. 210, снять с кулачкового вала ролики всех насосов и при помощи, на фигуре видимых, рычагов проверить насосы по отдельности. Насос снабжен приспособлением для регулировки момента впрыскивания (находящемся на рулевой баранке так же, как рычаг опережения), так что двигатель даже при холостом ходе работает относительно мягко, едва ли не спокойнее, чем многие грузовики с бензиновым карбюраторным двигателем.

Для достижения на малых оборотах двигателя быстрой подачи топлива насосом и вместе с тем хорошего распыливания насос снабжен специальным устройством пружинным сцеплением (фиг. 211).

Это сцепление, закрытое неподвижным кожухом, состоит из двух полумуфт, сидящих на валу насоса и на приводящем валу и связанных между собой спиральной пружиной. Приводимая полумуфта, т. е. та, что сидит на валу насоса, имеет радиальный прорез, а другая — соответствующую выемку. В радиальном прорезе находится свободно движущийся в радиальном направлении шар, который при вращении этой полумуфты упирается в собачку, наглухо укрепленную к неподвижному кожуху сцепления. Таким образом приводимая полумуфта

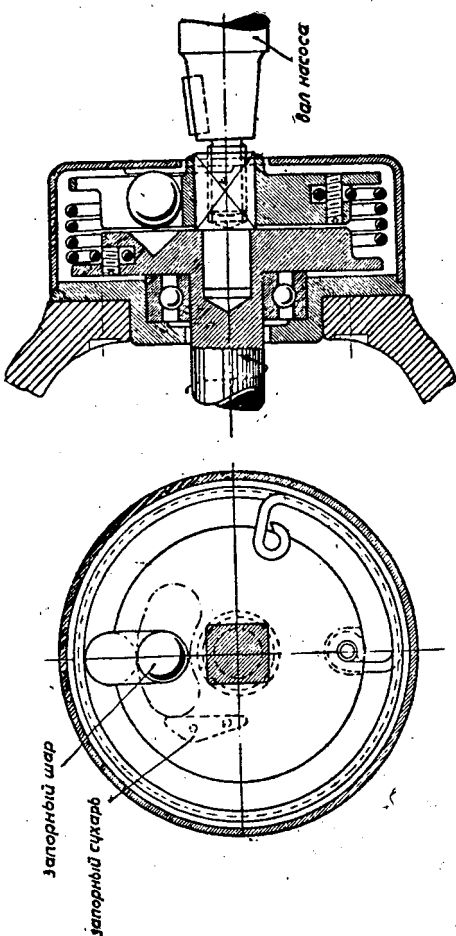


Фиг. 210. Нефтяной насос Дейтца.

задерживается и дальше не вращается. При дальнейшем вращении приводящей полумуфты выемка в ней доходит до задерживающего шара, который, входя в выемку, дает возможность быстро повернуться под влиянием затяжки пружины приводимой полумуфте и тем осуществить быструю подачу топлива.

При числе оборотов, большем 300 в минуту, шар отбрасывается центробежной силой в самую верхнюю часть радиального прореза,

так что собачка больше его не задерживает, и обе полумуфты, схваченные спиральной пружиной, вращаются вместе.



Фиг. 211. Пружинное сцепление у нефтяного насоса Дейтц.

Перед пуском холодного двигателя пусковой рукояткой или электрическим стартером включаются питаемые электрическим током запальные спирали в предкамере, а ручным маховичком передвигается распределительный вал и одновременно кулачковый валик насоса. Благодаря этому смещению распределительного вала подводятся под клапаны другие кулачки и в цилиндрах не происходит сжатия, а сдвиг кулачкового валика выключает все насосы. После пуска достаточно быстрым вращением маховичка двигатель переводится на нормальную работу.

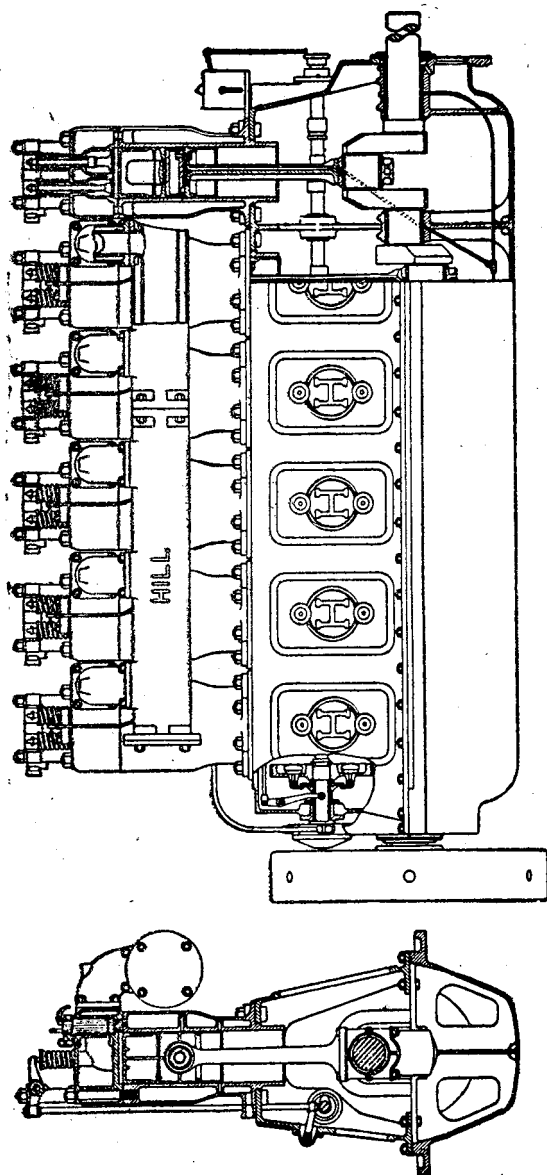
Предкамерный двигатель Дейтца удовлетворительно работает на всех алифатических маслах среднего удельного веса является несомненно одним из лучших имеющихся автомобильных двигателей тяжелого топлива. Его довольно

высокий вес значительно можно уменьшить при применении двухтактного процесса.

Конечно, не может быть и речи о простом двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой, каковая имеется у предкамерных машин этой фирмы, предназначенных для стационарных и судовых целей.

Как видно, и фирма Дейтц оставила простую, но довольно неудобную продувку кривошипной камерой, заменив ее продувкой насосом,

ются три отверстия диаметром в 4 мм, давление впрыскивания топлива равно 70 атм. Насос довольно простой конструкции, количество подаваемого топлива регулируется величиной хода скалки (фиг. 216). Центробежный регулятор находится на распределительном валу.



Двигатель предназначен для яхт и грузовых ботов и несколько лет уже имеется в продаже.

Двигатель имеет непосредственный реверс, но выполняется также и неререверсивным. Данных о его весе не имеется. Расход топлива равен 225 г/з. с. ч. при полной нагрузке.

На фиг. 217 изображен предкамерный двигатель акц. о-ва бр. Зульцер для тепловоза с электропередачей (ширина колеи 1 000 мм).

Максимальная мощность двигателя 300 л. с. при 500 оборотов в минуту, данные о размерах цилиндра и прочем отсутствуют.

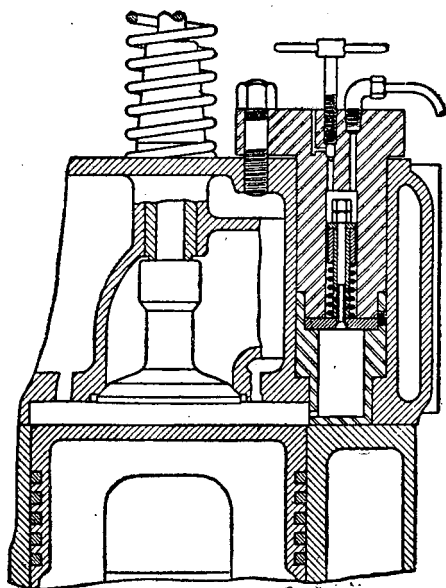
Вполне охлажденная предкамера бр. Зульцер дана на фиг. 218 и из работ д-ра Эйхельберга «О средствах для достижения бескомпрессорного впрыскивания топлива»¹ следует, что фирма Зульцер систематически и чрезвычайно тщательно исследовала проблему охлаждаемых и неохлаждаемых и снабженных воздушным резервом предкамер.

Фиг. 214. Предкамерный дизель Гилля.

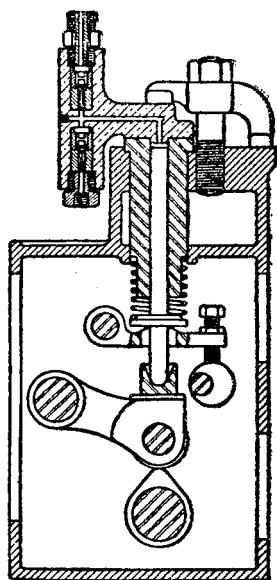
¹ V. D. I., 1926 г., стр. 1079.

Фирма Зульцер тоже оставила неудобную двухтактную конструкцию с кривошипнокамерной продувкой в пользу дорогой крейцкопфной конструкции с продувочным насосом с внутренней стороны поршня (фиг. 218).

Предкамерный двигатель для автомобилей акц. о-ва бр. Кертинг, Ганновер, упоминался уже в главе IV (фиг. 134). 6-цилиндровый двигатель имеет размеры $130\varnothing \times 170$, все цилиндры отлиты в один блок



Фиг. 215. Боковое расположение предкамеры Гилля.



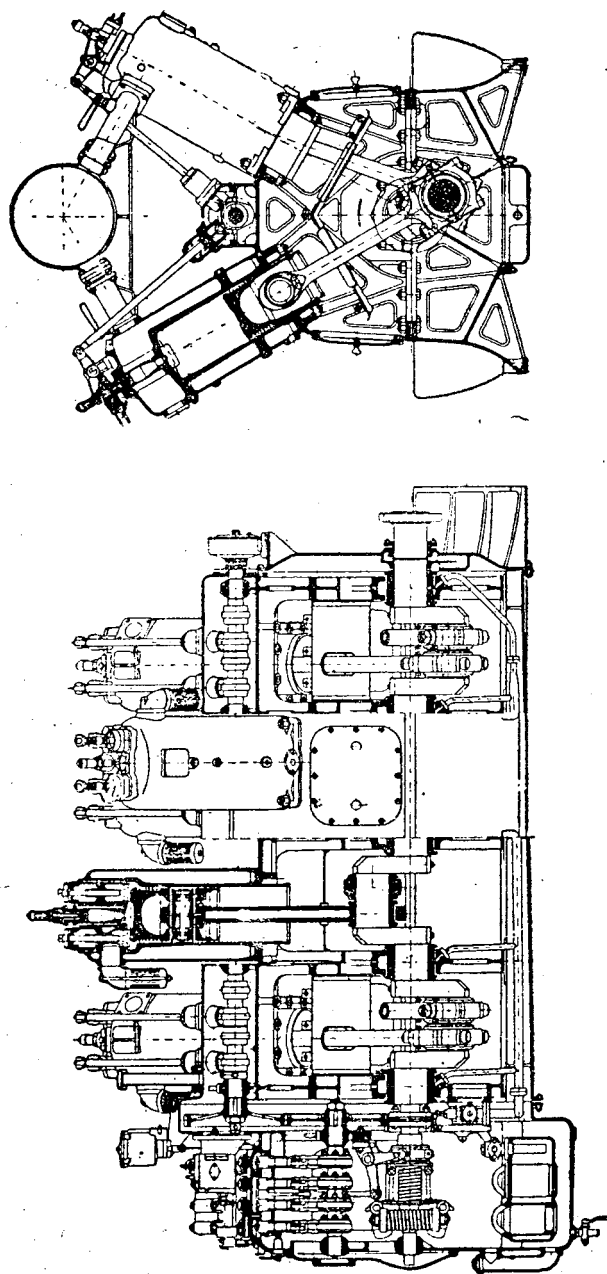
Фиг. 216. Топливный насос двигателя Гилля; количество подаваемого топлива изменяется ходом плунжера.

вместе с верхней частью картера, цилиндры втулки чугунные, вставные. Предкамера в головке цилиндра немного смещена с оси для придания обоим клапанам цилиндра возможно большего сечения. Клапаны приводятся толкателями и коромыслами от находящегося внизу кулачкового валика. Мощность двигателя равна 90 л. с. при 1200 оборотах, т. е. $6,4 \text{ л. с.}/\text{л.}$, $p_e = 4,3 \text{ кг}/\text{см}^2$. Двигатель весит $10 \text{ кг}/\text{л. с.}$. Расход топлива при полной нагрузке равен $200 \text{ г}/\text{з. с. ч.}$. Для пуска употребляется калильная спираль.

Главная камера сгорания Коло-дизель имеет конусную форму, что при наличии трубчатой формы насадка облегчает смесеобразование.

Подаваемое насосом количество топлива регулируется не как обычно перепускным клапаном от эксцентрика, а посредством игольчатого перепускного клапана, регулируемого от руки.

Форсунка имеет дифференциальную иглу с цапфообразным насадком.



Фиг. 217. Предкамерный двигатель (бр. Зульцер) для тепловоза с электропередачей для узкоколейки.

Двигатель строится одно-двух-трех-четырецилиндровым с одинаковыми по размеру цилиндрами $120\varnothing \times 180$ и мощностью в цилиндре около 9 л. с. при 750 оборотах.

На холостом ходу двигатель работает спокойно при 350—400 обор., расход горючего равен 225 г на л. с. в час. Выхлоп при холостом ходе, а также полной нагрузке бездымен и без запаха.

Трех- и четырехцилиндровым двигатель строится главным образом для судовых целей (между прочим, для германского военного флота).

Пуск производится от руки при помощи вводимого в запальную камеру тлеющего патрона.

Опыты постройки тягача с 3-цилиндровым двигателем не дали пока хороших результатов.

Двигатели с воздушным аккумулятором.

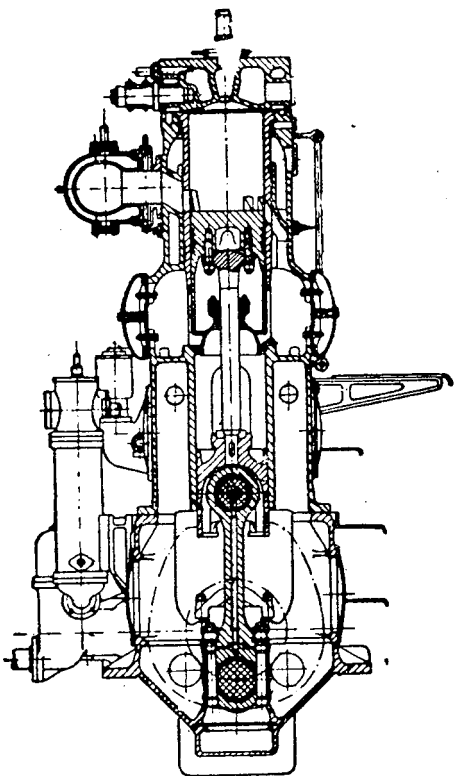
По внешнему виду предкамерные двигатели очень похожи на двигатели с воздушным аккумулятором и иногда (намеренно или ненамеренно) они смешиваются. Сходство их чисто внешнее и заключается только в подразделении камеры сгорания на две части, смысл и действие которых совершенно различны.

В предкамерных двигателях из-за частичного сгорания в предкамере сверхдавление используется для завихривания топлива в главной камере сгорания. Затем в этом процессе уносимое горячими газами топливо очень быстро нагревается выше своей критической температуры, испаряется и поэтому легко однородно смешивается с рабочим воздухом.

Условием активности этого процесса завихривания является определенной величины предкамера. Если таковая слишком мала, то вследствие малого содержания в ней воздуха сгорает слишком мало топлива, и завихривание становится недостаточным.

Ограничен также и верхний предел величины предкамеры, так что ее объем обычно принимается от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{3}$ всей камеры сжатия.

В двигателях с воздушным аккумулятором сгорание не должно происходить в аккумуляторе для воздуха и цель аккумулятора—воз-

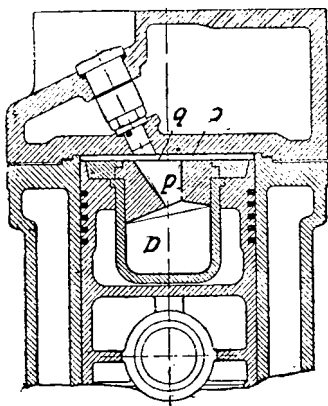


Фиг. 218. Предкамерный двигатель
бр. Зульцер.

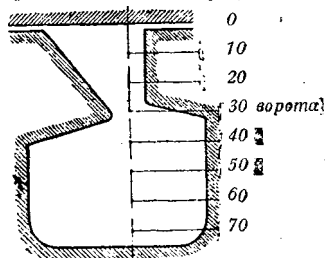
можно большее вмещение рабочего воздуха для того, чтобы во время хода расширения он перетекал обратно в цилиндр, в котором происходит сгорание. Топливо при этом впрыскивается не в отдельную от цилиндра часть камеры сгорания, а в относительно узкую шейку между обеими камерами, в которой и происходит быстрое движение воздуха при вытекании его из аккумулятора.

Дизель с воздушным аккумулятором акц. о-во Роберт Бош, Штутгарт, имел успех: он годами усовершенствовался Франц Лангеном в Мюнхене.

Но так как заинтересованные стороны утверждали, что этот двигатель есть предкамерный, и, следовательно, относится к «основным патентам», то проф. Штрибек, Штутгарт, по поручению фирмы Р. Бош исследовал сущность его действия и свое заключение доложил на главном собрании Общества немецких инженеров в 1927 году¹⁾.



Фиг. 219. Воздушный аккумулятор Акро-Бош.



Фиг. 220. Точки замера температуры в воздушном аккумуляторе Акро-Бош.

Исследованный двигатель был четырехтактным, одноцилиндровым, размером $125 \varnothing \times 180$, $V_h = 2209 \text{ см}^3$, $V_c = 140 \text{ см}^3$, $\epsilon = 16,8$.

На фиг. 219 дан разрез камеры сгорания, состоящей из трех частей, следующих размеров:

часть	a	b	c
	98	10	32 см ³
	70	7	23 % от v_c

Объем c изменяется с движением поршня, величина его в верхней мертвой точке определяется лишь необходимым расстоянием между днищем поршня и крышкой цилиндра (в данном случае 2,6 мм). Наименьшее сечение горловины d равно $1,17 \text{ см}^2$.

Исследования производились: а) по измерению разностей давления между объемами a и c , при этом двигатель приводился отдельным приводом, и б) измерению температур в отдельных частях камеры при различных нагрузках и оборотах от 200 и до 800. Для этой цели в крышке цилиндра закреплялись с очень тонкими проволоками термопары таким образом, что они в верхней мертвой точке поршня могли бы опускаться на любую глубину в горловину d , т. е. в полное пространство a в поршне.

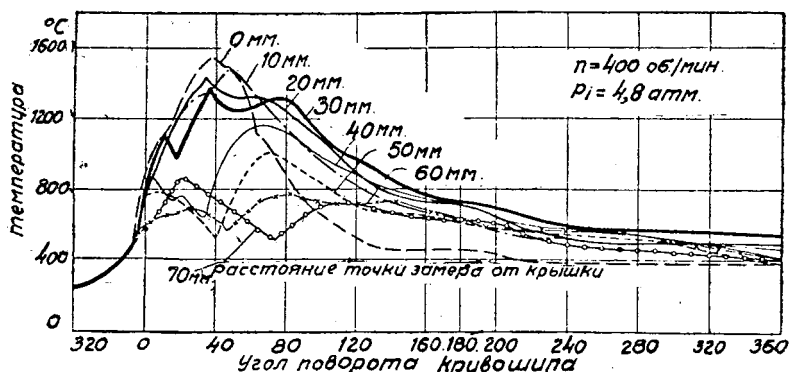
¹ V. D. I. 1927 г. стр. 765.

На фиг. 220 указаны отдельные точки измерений, обозначенные в соответствии с их расстоянием от крышки цилиндра (в мм): 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70.

На фиг. 221 даны 8 кривых измерений температур при 400 оборотах, причем форсунка открывалась за 17° до верхней мертвой точки и закрывалась при 15° после верхней мертвой точки.

Температуры замеров: 0, 10, 20, 30, т. е. в горловине, быстро поднимаются, а именно от 500° (за 6° до верхней мертвой точки) до $\sim 1580^\circ \text{C}$ в точках замера 0 и 10.

Кривая температуры замера в точке 30 («устье горловины») довольно полого. Из характера протекания ее видно, что при 10° после верхней мертвой точки происходит падение температуры (пусть,



Фиг. 221. Изменение температурных кривых для разных точек замера согласно фиг. 220.

пройденный поршнем при этом—2 мм), за которым уже при 17° после верхней мертвой точки (точка замера 5 мм над точкой 30) следует крутой подъем температуры с 980 до 1360°C .

Проф. Штрибек эти температурные кривые объясняет следующим образом.

Крутой подъем температуры обозначает то, что термоэлемент находится в зоне сгорания. Очень высокие температуры имеются только там, где горючие и воздух смешаны в благоприятном соотношении.

Внезапное падение температуры у точки замера 30 было вызвано более холодным газом, в то время как в точках замера 20, 10 и 0, лежащих над ней, происходит сгорание, а следовательно, и температура там выше. В более же низко лежащих точках замера 40, 50, 60 и 70, т. е. в камере a , температуры, напротив, более низкие, чем на точке замера 30. Следовательно, более холодные газы могут идти только из камеры a .

Аналогичная картина наблюдается и в точке замера 40, здесь более холодные газы подходят к термоэлементу уже при проходе поршнем 1 мм и омывают его до прохода поршнем 18 мм. В этот момент термоэлемент достигает границы пламени и находится на 8 мм выше устья горловины.

Ниже границы пламени находятся более холодные газы, притекающие из камеры *a*. С момента воспламенения поверх границы пламени имеем сгорание. По отношению горловины граница пламени изменяет свое положение, но на небольшую величину, она понижается с поршнем. Свыше 1 300° Ц температура повышается лишь у точек замера от 0—30, находящихся в горловине при положении поршня в верхней мертвой точке. Там сгорание протекает хорошо от начала воспламенения и дает высокие температуры, что указывает еще и на то, что там с самого начала и дальше имеется хорошая смесь горючего с воздухом.

Штрибек по изменению температурных кривых объясняет ход сгорания следующим образом.

«Форсунка открывается за 12° до верхней мертвой точки, закрывается при 15° после нее и впрыскивает горючее в горловину. Подвод воздуха здесь своеобразен. При незначительной емкости воронки можно при таком длинном ходе поршня поддержать пламя лишь в том случае, когда воздух подводится в избытке, и отработанные продукты сгорания отводятся присасывающим поршнем в камеру *c*. Подвод воздуха может происходить лишь из камеры *a*; из фиг. 221 видно, что в этой камере не происходит сгорания, исключая ненормальностей, завершающихся при ходе поршня в 2 мм. В камере *a* содержится необходимый для поддержания пламени воздух, поэтому ее и называют аккумулятором воздуха. Процесс сходен с процессом в воздушной горелке».

Это объяснение проф. Штрибека близко подходит к действительному процессу сгорания и особенно не могут возникать серьезные разногласия о месте действия горения, т. е. в воронке или в камере *a*, хотя некоторые подробности могут быть и оспариваемы.

Тот очевидный факт, что горючее впрыскивается по направлению воздушного потока и все же при этом имеют незначительное замедление воспламенения, может быть следствием двух причин: во-первых, поток в воронке очень турбулентен, так что все же имеется большое взаимное движение между капельками горючего и воздуха, вызывающее большую передачу тепла; во-вторых, не исключена возможность того, что горячая горловина своим каталитическим действием ускоряет воспламенение капелек горючего, которые попадают на нее. Однако необходимо заметить, что двигатель грузовика, переконструированный фирмой Бош в двигатель с воздушным аккумулятором в холодном состоянии, не смог сразу работать с полной нагрузкой.

Очевидно не все первые капельки горючего воспламеняются и сгорают в горловине; часть их с потоком воздуха уносится в полое пространство *a* поршня и там сгорает, подтверждение чему автор находит в температурной кривой точки замера 70, поднимающейся до 850° Ц, тогда как в точках замера 30, 40 и 50 она в это время падает. Это падение и обратное возрастание кривой температуры, для которого Штрибек не дал никакого разъяснения, получается очевидно на основании следующего процесса.

Незначительное сгорание (точка замера 70), происходящее в камере *a*, вызывает в ней повышение давления, задерживающее тече-

ние воздуха из *a* в *c* из-за неизбежного замедления в выравнивании давления, что имеет место лишь несколько градусов поворота кривошипа после верхней мертвой точки. Но поршень, идущий вниз, очень быстро увеличивает камеру *c*, и так как днище поршня не доходит до крышки цилиндра на 2,6 мм, то для трехкратного увеличения объема камеры *c* по отношению к тому, которое она имеет в верхней мертвой точке, достаточен ход поршня в 5,2 мм. Это обуславливает очень сильное обратное течение свежего воздуха из камеры *a* в камеру *c*, причем уже имеющиеся продукты сгорания проходят через горловину и значительно замедляют происходящее в самой узкой части сгорание. Этим объясняется временное падение температуры. Большая часть капелек топлива, попадающих в полое пространство *a* поршня с обратным потоком, подходит опять к зоне горения в горловине и в смеси с более чистым воздухом начинается опять у точки замера 70 сгорание, и температура поднимается.

Из сказанного видно различие в протекании процесса в двигателе с воздушным аккумулятором от предкамерного. Движение потока хотя и имеет направление из камеры *a* в камеру *c*, но это не обуславливается сгоранием в камере *a*, как то имеет место в предкамерном процессе.

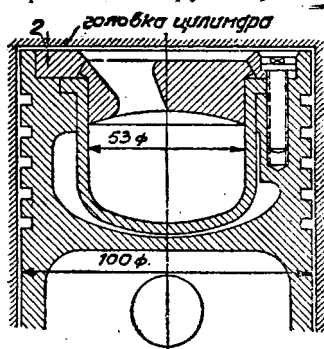
Чем меньше камера *c*, тем сильнее обратное истечение, тем лучше условия для сгорания. Таким образом сгорание происходит главным образом в горловине *d*, по крайней мере во время впрыскивания, завершается оно в постоянно увеличивающейся камере *c*, в которой имеется сильное завихривание при постоянном притоке свежего воздуха из камеры *a*.

Что же касается продолжительности впрыскивания топлива, то в предкамерном двигателе впрыскивание должно быть по возможности коротким для того, чтобы к началу выдувания из предкамеры все горючее скопилось на дне насадка, для последующего, как уже было сказано, распыливания его через отверстия насадка. В случае же двигателя с воздушным аккумулятором будет безразлично, впрыскивается ли горючее на 10° или 15° поворота кривошипа дольше, так как здесь всегда имеется достаточный подвод свежего воздуха.

Это как раз имеет значение для автомобильных двигателей, от которых требуется большая регулируемость и хорошее сгорание в больших границах чисел оборотов при возможно небольших давлениях насоса.

Далее проф. Штрибек нашел при помощи измерений давления в камере *a* и *c*, что скорость потока в горловине *d* изменяется пропорционально числу оборотов. Избыточное давление в камере *c* при 20° до верхней мертвой точки равняется при

$n = 200$	300	540	800
0,2	0,28	0,75	1,8 атм.



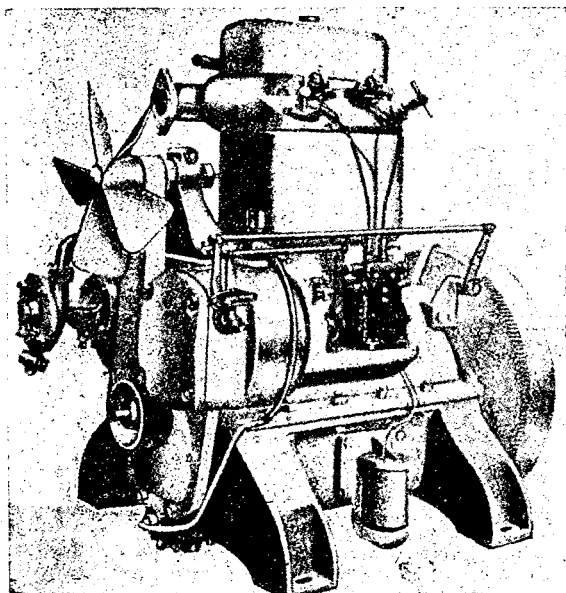
Фиг. 222. Воздушный аккумулятор Акро-Бош.

Принимая, что скорость истечения пропорциональна квадратному корню, получаем следующие сравнительные значения:

Отношение чисел оборотов . . .	0,25	0,38	0,68	1
„ скорости истечения . . .	0,34	0,4	0,68	1

Из полученных соотношений видно автоматическое приспособление подачи воздуха к числу оборотов.

Бокалообразная вставка аккумулятора, изолированная воздушным прослойком, сделана из хромоникелевой листовой стали, а горловина ради экономии в весе—из легкого металла. Но горловина эта скоро выгорала, чугун же при высоких оборотах был непригоден. Этот недостаток за последнее время заставил фирму Бош перенести аккумулятор в головку цилиндра, благодаря чему поршень остается нормальным (фиг. 224) ¹. 4-цилиндровый, 3-л. двигатель легкового автомобиля



Фиг. 223. 2-цилиндровый дизель Акро-Бош с воздушным аккумулятором.

с перенесенным в головку цилиндра аккумулятором имел 2 400 об/мин. и прошел путь Штутгарт—Париж и обратно без всяких повреждений. Переконструированный двигатель грузовика МАН 1150×180 расходует только 210 г/л. с. ч. при N-30 л. с., холостой ход $n = 300$, $p_c \cong 35$ атм., давление сгорания равно приблизительно 45 атм.

Пуск происходит при помощи электрического стартера. При холодной погоде воздух подогревается электрической нагревательной спиралью, установленной в всасы-

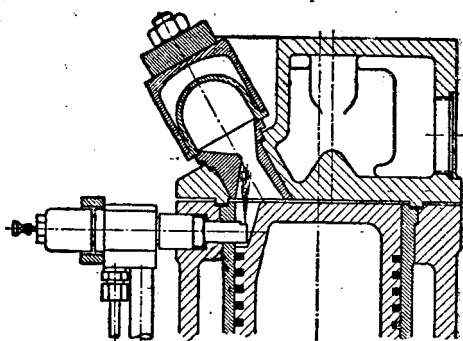
сывающем трубопроводе для того, чтобы достигалась необходимая температура конца сжатия. В том случае, когда аккумулятор находится в головке цилиндра, первое воспламенение легко достигается спиралью накаливания, выступающей в горловину. Фирма Оренштейн и

¹ Помещение камеры сгорания сверху имеет еще и то благоприятное следствие, что сгоревший газ при движении поршня вниз отсасывается вслед за ним и таким образом облегчает подведение свежего воздуха к факелу пламени форсунки. Поэтому факел все время будет окружаться свежей струей воздуха, а это обеспечивает большую полноту сгорания при меньшем необходимом избытке воздуха. (Прим. ред.).

Коппель построила 2-цилиндровый Бош-дизель $110 \varnothing \times 170$, который при $n=1\ 200$ давал 20 л. с., и применила его в виде двигателя для тепловоза узкоколейной жел. дор.

В настоящее время фирма Бош передала постройку своих двигателей держателям лицензии, а сама занялась изготовлением топливных насосов и форсунок, требующих большой точности в производстве.

На фиг. 225 и 226 изображен двигатель швейцарского завода грузовых автомобилей Заурер (лицензия Акро-Бош). Аккумулятор находится в стороне в головке цилиндра, сделан из стали, не охлаждается и изолируется от воздуха алюминиевым колпаком. Двигатель имеет 4 цилиндра $110 \varnothing \times 150$ и при $n=1\ 600$ дает $N_e=105$ л. с., а при $n=1\ 800$ достигает даже 130 л. с. Степень сжатия $\epsilon = 15,5$, $p_c=32$ атм., давление впрыскивания 60 атм., начало впрыскивания за 40° до верхней мертвой точки остается, как указывается, при всех числах оборотов постоянным. Цилиндровый блок и верхняя часть картера отлиты вместе в один блок, кривошипный вал вращается в 7-роликовых подшипниках. Двигатель весит 630 кг, или около 6 кг на л. с.



Фиг. 224. Расположение воздушного аккумулятора в головке цилиндра (Акро-Бош).

4-цилиндровый двигатель этой фирмы, как бензиновый карбюраторный, давал 52 л. с. при $n=1\ 200$, а как двигатель с воздушным аккумулятором с такими же размерами цилиндров—44 л. с. при $n=1\ 200$, или на 16% меньше.

Расход топлива указан в 237 г/л. с. ч. (газоль).

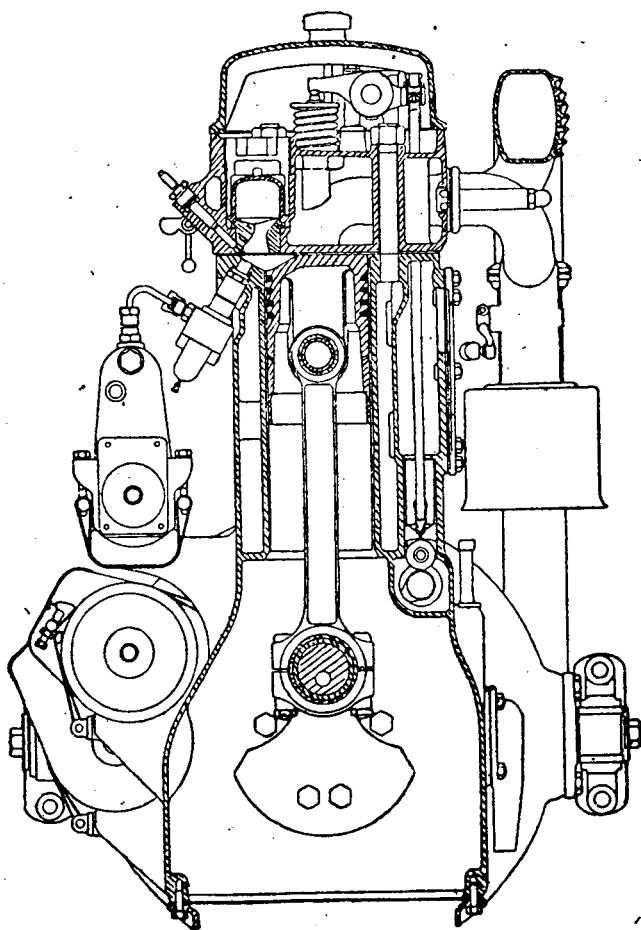
Грузовик Заурера общего веса в 8,5 т, из которых 3,5 т были полезным грузом, расходовал на 100 км

	без нагрузки	3,5 т полезн. нагр.
с двигателем Дизеля	21,7 л газоля	31,5 л газоля
„ бензиновым двигателем . . .	36,5 л бензина	42,6 л бензина
(по данным фирмы)		

Принимая во внимание низкую стоимость газоля, имеем значительную экономию в затратах на горючее.

На фиг. 227 дана схема двигателя с аккумулятором воздуха, предложенного М. Зейлигером (Париж). Зейлигер стремится повысить незначительное среднее эффективное давление современного автомобильного дизеля тем, что хочет улучшить сгорание, которое в настоящее время неудовлетворительно, потому что первые капельки топлива сгорают в чистом воздухе, а последующие за ними уже в смеси воздуха и отработанных газов. Исходя из этого, он хочет вводить сжатый воздух сгорания так же постепенно, как и топливо. Топливо впрыскивается через форсунку D, и когда поршень двигателя начнет опу-

скаться вниз в главную камеру сгорания, из аккумулятора воздуха S посредством вспомогательного поршня начнет перепускаться через отверстия находящийся там горячий, сжатый чистый воздух соответ-



Фиг. 225. Разрез двигателя (для грузовиков) Заупер („Automotive Industries“ 1928 г., стр. 770).

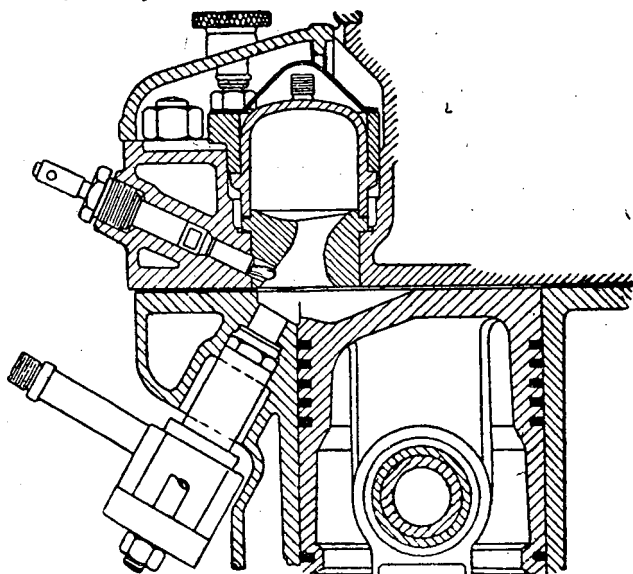
ственно впрыснутому топливу, так что каждая частица такового будет находить необходимый воздух для сгорания.

Таким устройством воздушных аккумуляторов Зейлигер надеялся вовлечь в процесс сгорания весь кислород воздуха, т. е. обойтись без избытка воздуха, и таким образом осуществить легкий авиационный мотор (вследствие высокого p_0).

Как видно, Зейлигер большой оптимист.

Двухтактный двигатель тяжелого топлива итальянца Гаруффа (1926) дан на фиг. 228—231.

9-цилиндровый звездообразный авиационный двигатель имеет водяное охлаждение и двухступенчатый импеллер, нагнетающий продувочный воздух в цилиндры через полый концеватый вал и вращающуюся

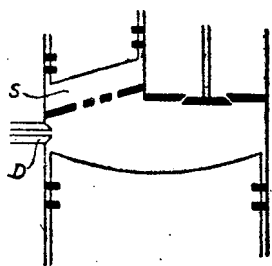


Фиг. 226. Воздушный аккумулятор дизеля Заурер.

заслонку *D*. Импеллер имеет две передачи: для пуска и для высотной работы¹.

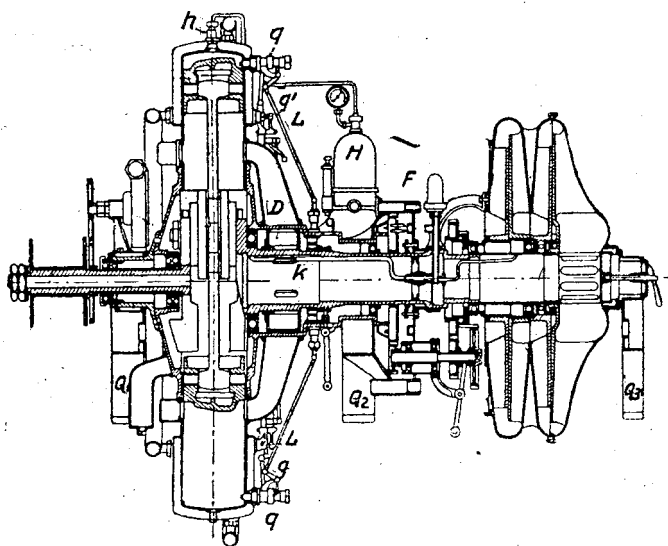
В рабочем состоянии двигатель имел конечное давление сжатия $p_c \sim 30$ атм., а так как он запускался легким топливом, то приблизительно на половине хода поршня были установлены в цилиндре управляемые выпускные клапаны *L*, открывающиеся при ходе сжатия, так что p_c тогда равнялось только около 6—7 атм. Легкое топливо впрыскивалось форсункой *q* в камеру сгорания и зажигалось запальной свечой от магнето. После достаточного прогрева двигателя переключали его на работу тяжелым топливом с самовоспламенением, для чего выключались клапаны *L*, понижающие давление.

Топливный насос нагнетает топливо в аккумулятор *H*, выполненный в виде воздушного колпака и подающий топливо посредством клапанов избыточного давления к одному из 9 цилиндров. В этом воздушном колпаке-аккумуляторе топливо находится под давлением в

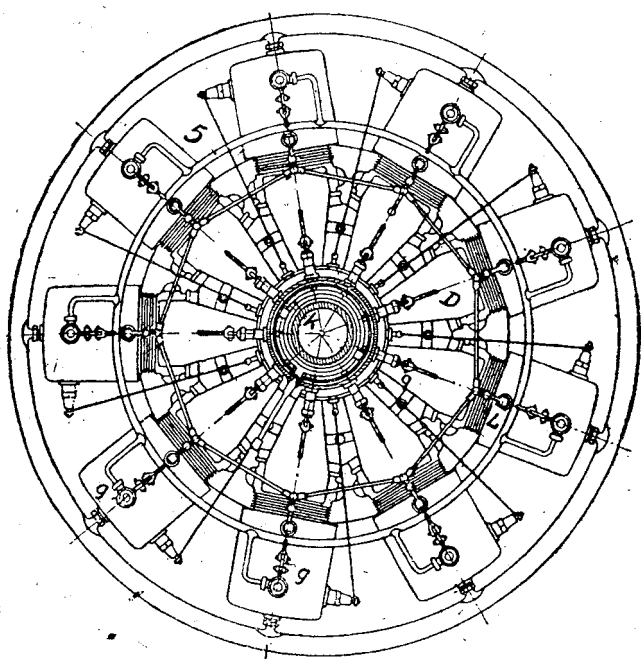


Фиг. 227. Дизель с воздушным аккумулятором, предложенный М. Зейлигером.

¹ Первая передача дана из расчета перегрузки при пуске, но перегрузка невозможна, так как выхлопные окна закрываются после продувочных окон.



Фиг. 228. Разрез авиационного дизеля Гаруффа (9-цилиндровый 2-тактный звездообразный).



Фиг. 229. Авиационный звездообразный дизель Гаруффа.

40 атм. и посредством кольцевого трубопровода 5 подается к форсункам, которые распределительным кулачком *k* и толкателем могут держаться открытыми различно долгое время, соответственно желаемому наполнению (нагрузке).

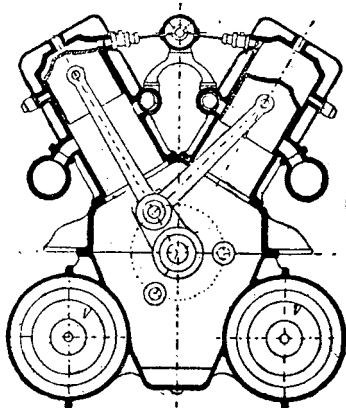
Данных о ходе, диаметре, числе оборотов, расходе топлива не имеется. Мощность должна была быть 300 л. с. при весе в 0,8—1 кг на л. с. Q_1 , Q_2 , Q_3 —опоры двигателя.

На фиг. 230 дан 12-цилиндровый V-образный двигатель этого же конструктора. Он предназначался для моторных лодок и дирижаблей. Продувочные насосы расположены сбоку, продувочные окна—между рядами цилиндров, выпускные окна—снаружи. В горизонтальной проекции (фиг. 231) *m*—обозначает магнето, а *d*—регулятор.

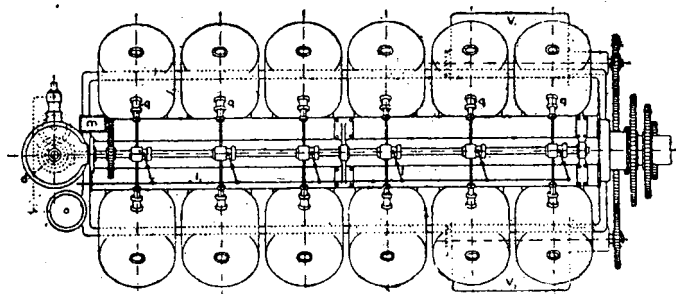
На выставке воздушного сообщения в 1921 г. в Париже этот двигатель вызвал восхищение и ему предсказывали большую будущность, но с тех пор ничего о нем не слышно.

Дизель английской фирмы Мумфорд показан на фиг. 232 и 234.

4 отдельно расположенных цилиндра $140 \varnothing \times 228$ снабжены каждый 2 выпускными и 2 впускными клапанами, приводимыми 4 толкателями от расположенных по бокам внизу кулачковых валов. Диаметр коренных шеек коленчатого вала равен 89 мм, шеек кривошипа— $89 \varnothing \times 89$. Запуск от руки или посредством электрического стартера, после того как в продолжение



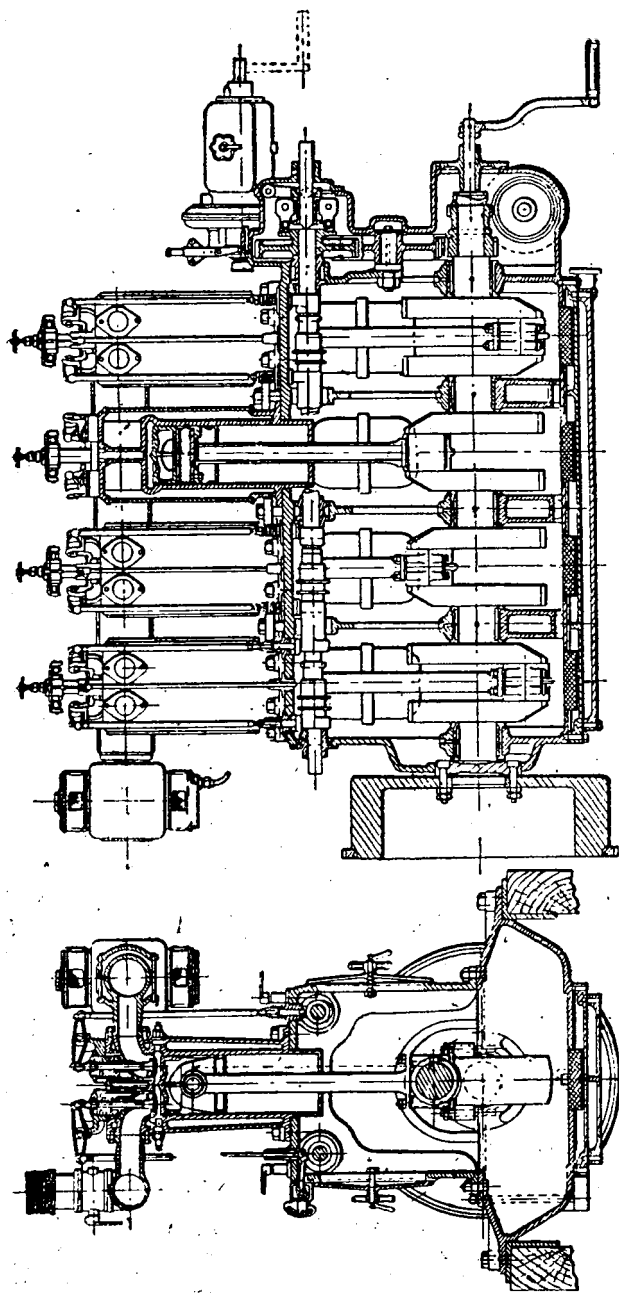
Фиг. 230. Дизель-Гаруффа (12-цилиндровый, V-образный).



Фиг. 231. 12-цилиндровый дизель Гаруффа.

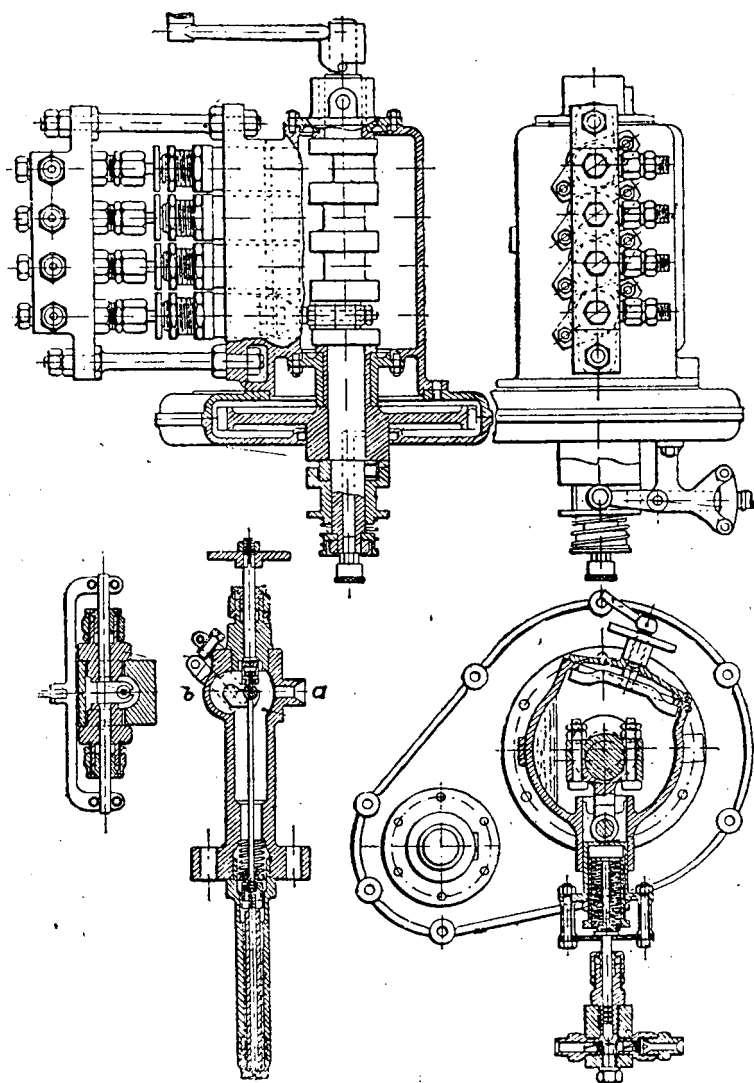
20 сек. спирали накаливания, находящиеся в камере сгорания, нагреваются от батареи в 13 вольт, эти батареи выключаются после 2 минут работы. Для легкого запуска предусмотрена декомпрессия через поднятие выпускных клапанов. Степень сжатия равна только 8,74

¹ Скорее полудизель (Прим. ред.).



Фиг. 232. Дизель Мумфорда.

и достаточна для надежного самовоспламенения от полной до половинной нагрузки при прогретой машине, при меньшей нагрузке спира-



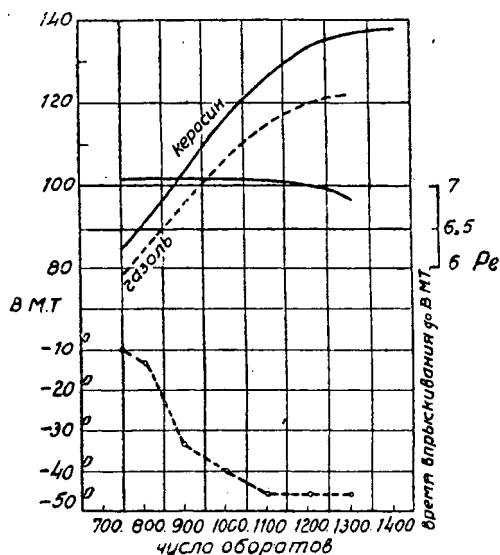
Фиг. 233. Топливный насос и форсунка дизеля Мумфорда.

ли накаливания должны быть включены. При неполной нагрузке всасываемый воздух дросселируется.

Для пуска холодной машины целесообразно применение вначале керосина или другого легкого горючего, а потом уже переключение на более тяжелое топливо, которое подогревается отработанными

газами. Впрыскивается топливо аккумулярующим насосом. Топливный насос имеет для каждого рабочего цилиндра по одному плунжеру, который приводится от эксцентрика замыканием сильной пружины, так что плунжер насоса, как поршень аккумулятора, держит горючее до тех пор под давлением, пока форсунка не откроется толкателем.

Игла форсунки прижимается пружиной и давлением горючего к седлу, а коромыслами и толкателем (приводимым от расположенного внизу распределительного вала) открывается соответственно нагрузке



Фиг. 234. Данные испытания дизеля Мумфорда.

на различное по продолжительности время. Во время впрыскивания отчасти ослабляется натяг пружины плунжера поршня, так что процесс впрыскивания проходит приблизительно под равным давлением. Управление процесса впрыскивания посредством толкателя работает безупречно даже при $n=1400$. Перестановкой рычага на распределительном валу можно момент впрыскивания сделать более ранним или поздним (фиг. 234). При равном числе оборотов угол предварения впрыскивания падает с уменьшающейся нагрузкой. При средней нагрузке расход топлива равен 250 до 300 г

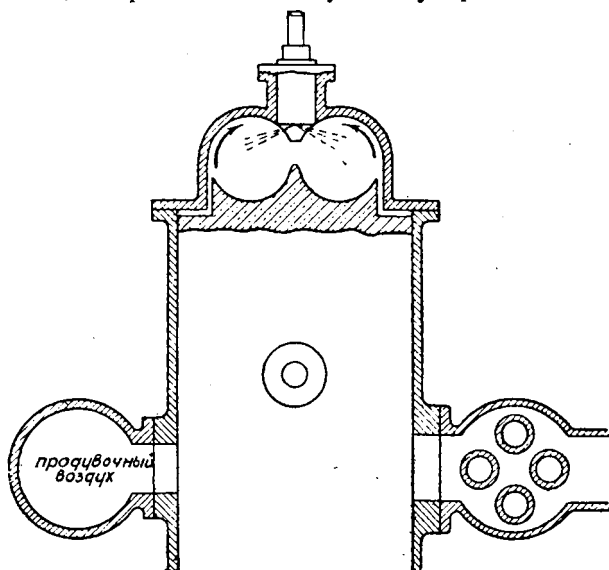
на л. с. в час, при более тяжелых топливах расход больше, нежели при легких топливах.

Во время работы можно иглу форсунки вращать при помощи внешней головки, так что плотное прилегание всегда гарантируется.

Двигатель имеет циркуляционную смазку под давлением с охлаждением масла водой. Привод к топливному насосу имеет фрикционную муфту, что позволяет вращать насос от руки.

Вес двигателя равен 1360 кг, нормальная мощность в 100 л. с. при 1000 оборотах, а расход топлива около 250 г на л. с. в час при работе на газоле. Насос в первой части хода нагнетания выталкивает избыток засосанного топлива через приподнятый всасывающий клапан до тех пор, пока регулятор не закроет клапана. Далее горючее приподнимает нагнетательный клапан, и давление поднимается до иглы форсунки. Поршень поддерживается горючим и при этом пружина, установленная с предварительным натягом в крейцкопфе, сжимается и аккумулирует работу подачи. Если кулачок откроет иглу незадолго до мертвой точки, то отмеренное количество горючего впрыскивается до момента, когда поршень или тарелка его пружины не сядут на выступ крейцкопфа.

Давление и количество впрыснутого горючего не зависит от числа оборотов. У бр. Зульцер насос работал при продолжительных опытах безупречно, неприятен лишь шум от ударяющихся о крейцкопф



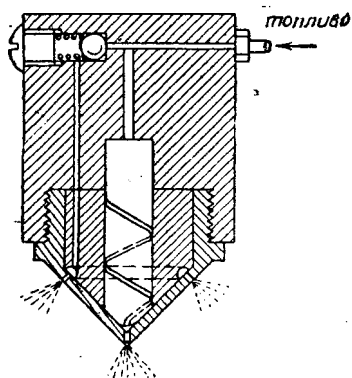
Фиг. 235. Схема дизеля Хельда.

тарелок пружин. Принимая во внимание чистый отрыв подачи, удар не мог быть устранен пружиной. Успешное применение этого двигателя пока что неизвестно.

На фиг. 235 схема дизеля, построенного французом Хельдом.¹

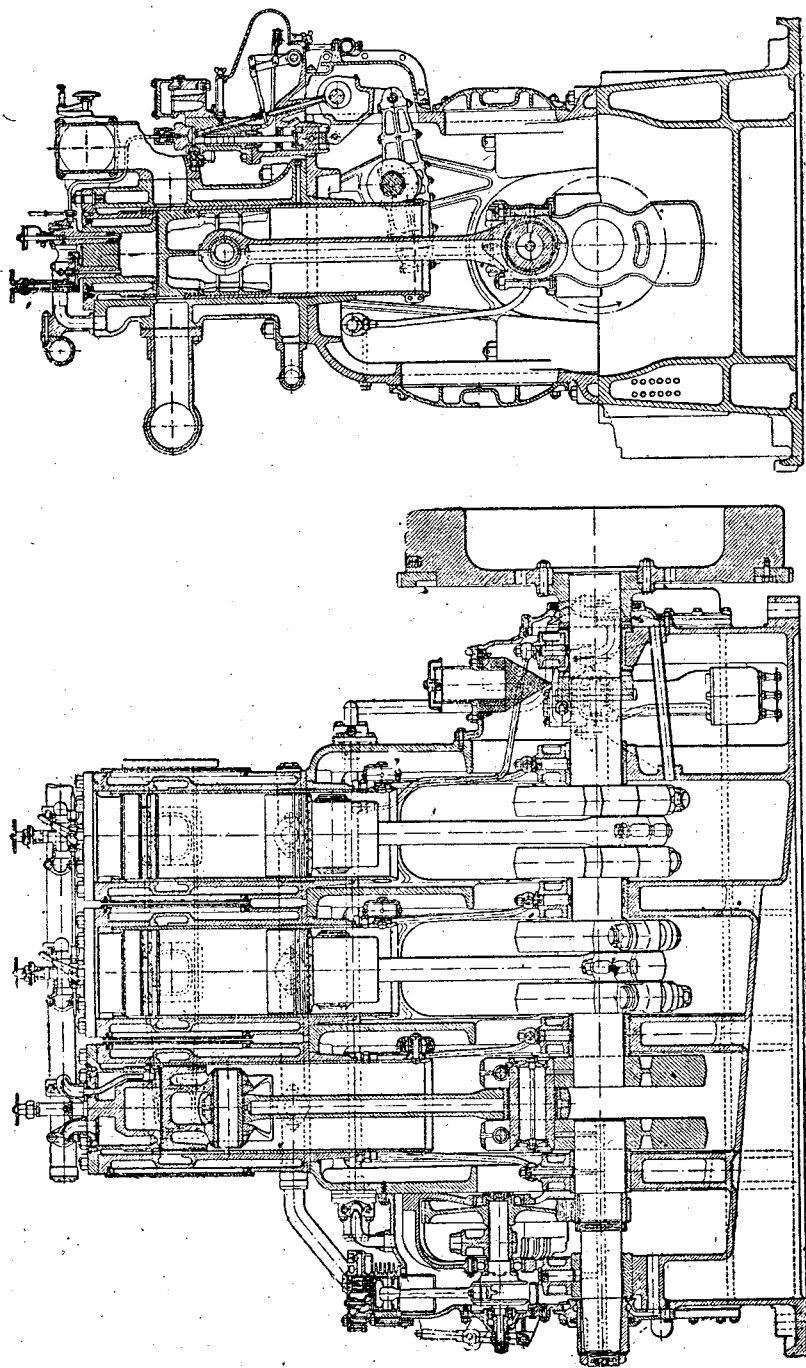
Это 2-цилиндровый двухтактный двигатель 90 $\varnothing \times 110$, поршень которого имеет вытеснитель. Для получения плавномерного завихривания воздуха служит также своеобразно сконструированная головка цилиндра.

Конструктор этого двигателя хотел, как и в двигателе Мумфорд, устранить недостатки высокой степени сжатия и поэтому взял ее чрезвычайно низкой $\epsilon = 8$. Поэтому холодный двигатель запускался на легком топливе с воспламенением от свечи для получения более высокой температуры конца сжатия применялся наддув подогретым воздухом. И хотя наддув был незначительный $p_c = 18,5$ атм, температура конца сжатия за счет подогрева была достаточной для самовоспламенения топлив среднего уд. веса. Давление вспышки 26 атм. Подогрев осуществлялся отработанными газами.



Фиг. 236. Форсунка дизеля Хельда.

¹ По существу „полудизель“. (П р и м. р е д.).



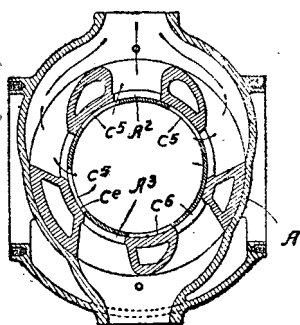
Фиг. 237. Разрез дизеля Рикардо.

Продувочный воздух подавался поршневым насосом двойного действия $100 \varnothing \times 90$, управляемым поршневым золотником и помещающимся спереди двигателя на удлиненном коленчатом валу. Давление продувочного воздуха—0,32 атм. изб.

Топливо к насосу подводится под давлением в 6 атм. вспомогательным шестеренчатым насосиком. Количество подаваемого топлива регулируется подвижным наклонным кулачком. Давление впрыскивания равно ~ 200 атм. Форсунка показана на фиг. 236. При холостом ходе и малой нагрузке работает только центральная форсунка с распылителем, при возрастающей нагрузке давление топлива открывает шариковый клапан, и начинают работать боковые отверстия.

Вес двигателя без маховика равен 100 кг, маховик весит 22 кг, общий вес равен 150 кг, мощность двигателя при 2 000—2 500 оборотов равна 20 л. с., расход топлива 280 г/л. с. ч. Хельд предполагает построить двигатель в 600 л. с. весом в 700 кг, но вследствие своей сложной конструкции этот двигатель вряд ли будет иметь успех.

Дизель английской фирмы Бротерхуд¹, разработанный известным англичанином Г. Р. Рикардо, изображен на фиг. 237—239. Распределение производится цилиндрическим золотником, имеющим осевое и вращательное движение (Бурт-Мак-Коллум). Применение золотника объясняется в первую очередь возможностью получения больших сечений окон и тангенциального введения воздуха в цилиндр². Последнее создает вращательное движение воздуха, остающееся до начала хода расширения. Дальнейшее увеличение завихривания воздуха достигается вытеснением воздуха из цилиндра в камеру сгорания поршнем. Первоначально эта камера сгорания не охлаждалась.



Фиг. 238. Разрез через всасывающие и выпускные окна полого золотника дизеля Рикардо.

Размеры цилиндров $190 \varnothing \times 305$, $p_e = 33,6$ атм., $p_z = 52,5$ атм., нормальная цилиндровая мощность равна 50 л. с. при $n = 900$, следовательно, $p_e = 5,75$ кг/см².

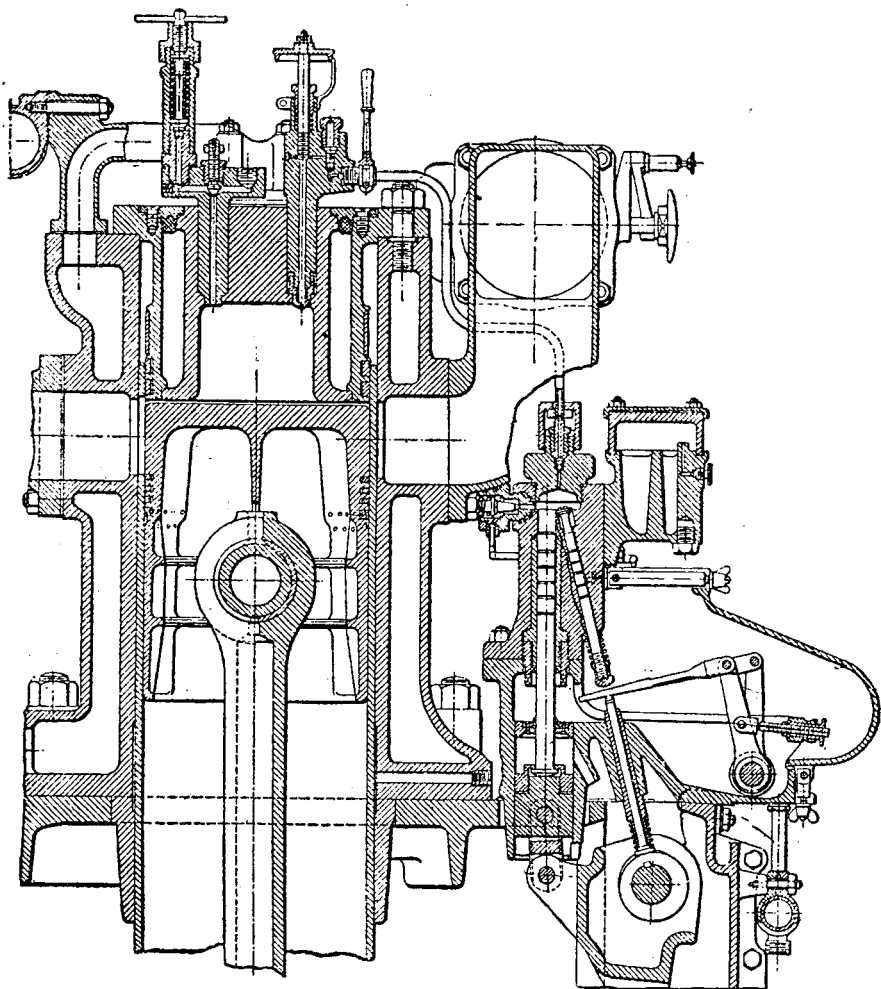
Скорость поршня $s = 9,1$ м/сек. Начало впрыскивания происходит за 15° до верхней мертвой точки, конец за 5° до верхней мертвой точки, длительность впрыскивания, следовательно, равняется только 10 градусам поворота кривошипа. Расход топлива указан в 182 г/э. с. ч. Удельный вес 6-цилиндрового двигателя в 300 л. с. равняется 18 кг/л. с. Двигатель строится 2-, 3-, 4- и 6-цилиндровым.

Цилиндры выполнены отдельно и перед обработкой отжигаются для предупреждения последующего искривления от внутренних напряжений. Головки цилиндров откованы из стали и обработаны кру-

¹ «Engineering» 15/II 1929 г.

² Без потери при этом площади впускных отверстий (Прим. ред.).

гом. Поршни сделаны из алюминиевого сплава, стальной шатун круглого сечения внутри высверлен. Коленчатый вал составной, что дает возможность закалки кривошипных шеек. Подшипник головки шатуна с плавающей бронзовой втулкой. Эта конструкция подшипников до-



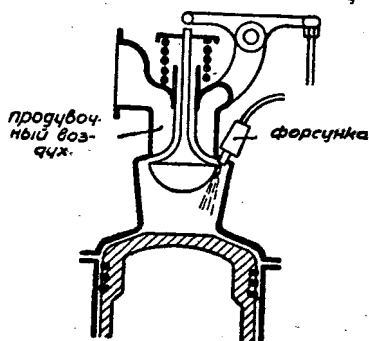
Фиг. 239. Головка цилиндра дизеля Рикардо.

пускает, как известно, большую нагрузку таковых. Коренные подшипники имеют бронзовые вкладыши, залитые белым металлом. Сильно ребристый картер чугунный и для охлаждения масла охлаждается сбоку водой.

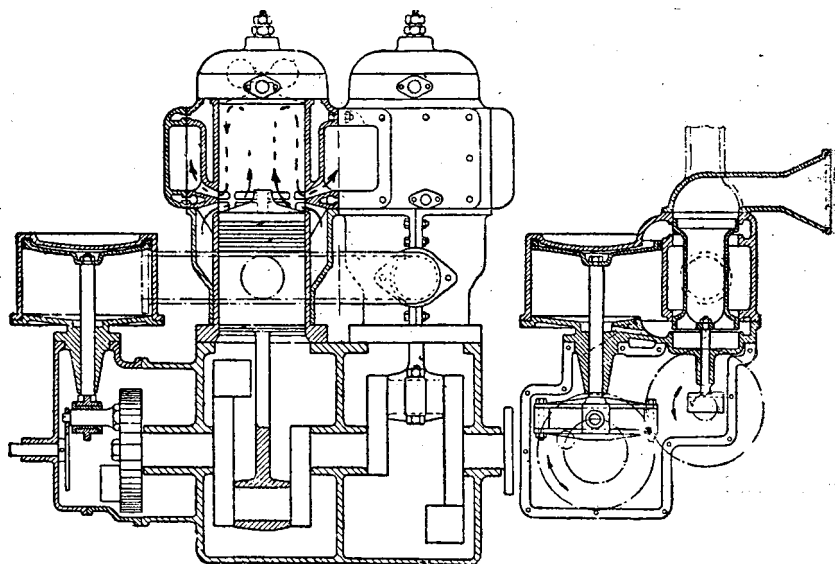
Распределительные золотники стальные, термически обработаны и отшлифованы.

На каждом цилиндре установлен отдельный впрыскивающий насос. Плунжер насоса из закаленной стали работает в сменной чугунной буксе: он приводится от двуплечего рычага, который в свою очередь приводит поршневой золотник. Форсунка «открытая», снабжена нагруженным пружиной шариком, служащим обратным клапаном. Предусмотрен игольчатый клапан для удаления воздуха. Сопло форсунки из закаленной стали имеет только одно довольно большое отверстие. Каждый цилиндр снабжен предохранительным клапаном.

Со стороны маховика установлены два смазочных насоса. Один насос высасывает смазочное масло из маслосборника картера и нагнетает его через фильтр к подшипникам и поршневым золотникам; второй насос всасывает через фильтр стекающее масло и нагнетает его через масляный холодильник обратно в масляный резервуар¹. Расход смазочного масла равен только 4,6 г/л. с. ч. Двигатель запускается при помощи маленького 4-цилиндрового моторчика сжатого воздуха про-



Фиг. 240. Схема, предложенная Рикардо для двухтактного бескомпрессорного дизеля.



Фиг. 241. 2-тактный дизель Тартре-Пежо.

стого действия, всасывающие клапаны для воздуха которого приводятся от кулачкового вала. Специальным рычагом пусковой моторчик

¹ Принцип сухого картера (Прим. ред.).

соединяется с зубчатым венцом на маховике. Выключение пусковой шестерни автоматическое.

Для наполнения пусковых баллонов (18 атм.) служит одноцилиндровый компрессор, установленный спереди двигателя. Головка цилиндра этого компрессора охлаждается водою. Выключается компрессор специальной муфтой.

Двигатель тяжелого топлива Тартрэ-Пежо показан на фиг. 241—245.

Когда впервые в 1921 г. этот двигатель был опубликован, он имел запальную головку с электрической спиралью для пуска (фиг. 243).

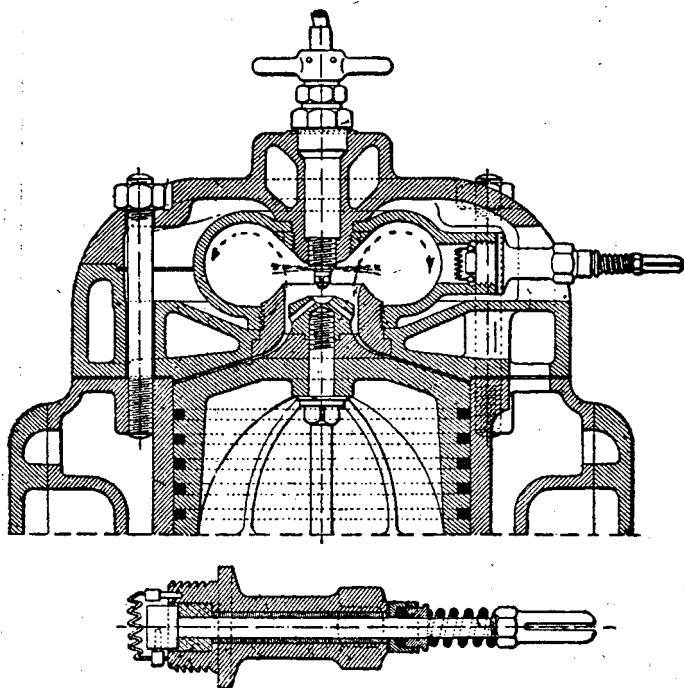
Вытеснитель поршня, в нескольких местах просверленный, вызывает планомерное завихривание воздуха в соответственно сконструированной головке цилиндра. С помощью вихрей топливо, выходящее равным кольцевым туманом из форсунки, должно хорошо смешиваться с рабочим воздухом. Пуск холодной машины производится при помощи электрической спирали накаливания из платино-иридиевой проволоки, которая обыкновенно помещается в выемке камеры сгорания, изолированной от горячих газов. При пуске спираль выдвигается так, чтобы поток смеси топлива с воздухом касался ее.

Фиг. 242. Разрез двигателя Тартрэ-Пежо (новой конструкции).

В 1926 г. этот двигатель был переконструирован в двигатель с самовоспламенением (фиг. 240) и имел полностью охлаждаемую водою головку цилиндра и более простой вытесняющий насадок на поршне.

Двигатель этот был 2-цилиндровым двухтактным размером $120\varnothing \times 150$. Нормальная мощность 41 л. с. при 1300 оборотах, соответствующая $p_e = 5 \text{ кг/см}^2$ и максимальная 53 л. с. при 1450 оборотах. Расход топлива при полной нагрузке равнялся приблизительно 205 г легкого газоля на л. с. ч.

Продольный разрез двигателя и привод к продувочному насосу показаны на фиг. 241. Продувка здесь своеобразна: при ходе поршня вниз открываются сначала выше расположенные выхлопные щели, а затем продувочные щели, лежащие под ними. И те и другие расположены по всей окружности цилиндра. Продувочный воздух, направляемый вытесняющим насадком поршня, поднимается в средней части цилиндра вверх, а затем опускается по стенкам его вниз к выхлопным щелям¹. Действительно ли процесс продувки протекает так идеально—



Фиг. 243. Камера сгорания (неохлаждаемая) двигателя Тартрэ-Пежо и спираль накаливания (прежняя конструкция).

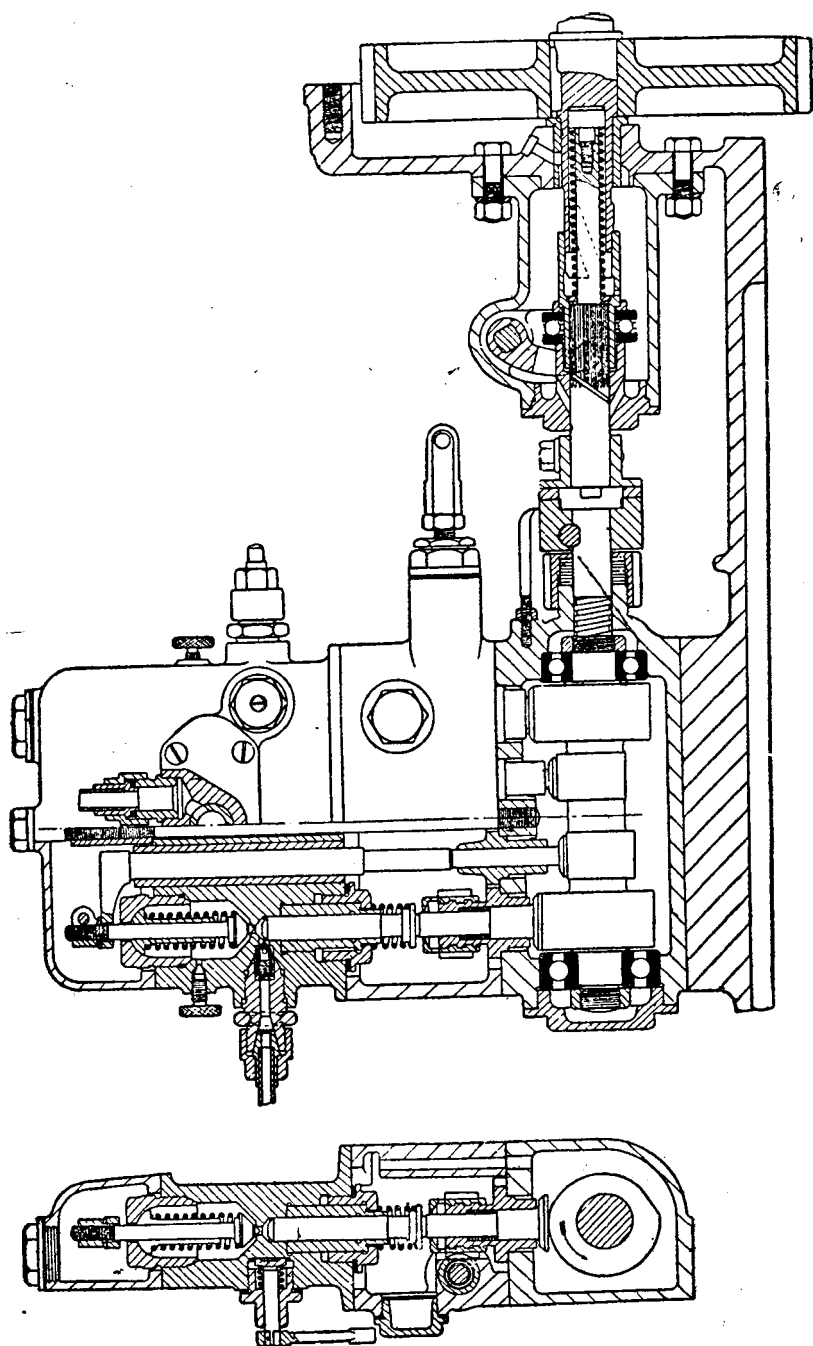
это еще вопрос: распадение продувочного воздуха на отдельные струи, которые соединяются в середине цилиндра и образуют завихривание, может оказаться невыгодным.

Форсунка и насос даны на фиг. 244 и 245. Регулировка подаваемого количества происходит изменением хода плунжера от ножной педали.

Двигатель весит 250 кг, т. е. ≈ 5 кг на л. с.

Хотя и сообщается, что этот двигатель дал вполне удовлетворительные результаты в применении на автобусах и легковых машинах, но до сих пор о его серийном изготовлении еще нет сведений, хотя демонстрацией грузовиков за границей, особенно в Америке, фирма Пежо вербует покупателей ее лицензий. Но во Франции даже для су-

¹ Так называемая фонтанная продувка. (Прим. ред.).



Фиг 244. Топливный насос Тартра-Пежо.

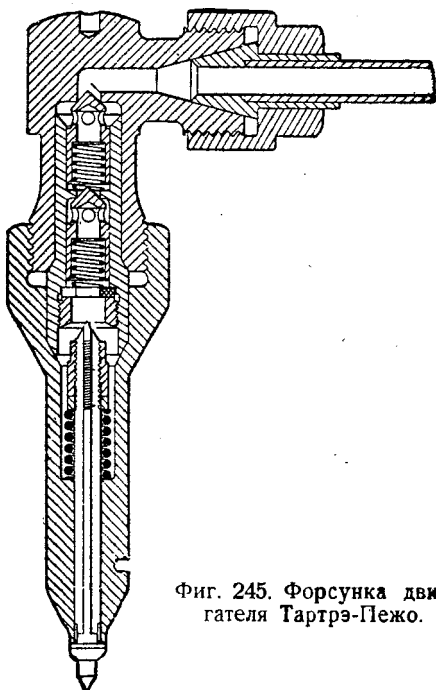
дов, где за последнее время двигатель тяжелого топлива завоевывает все большую область, этот двигатель не получил распространения. Напротив, фирма Пежо в 1928 г. приобрела лицензию на двигатель Юнкерса.

Аналогично описанной на фиг. 246 показана камера сгорания четырехтактного двигателя с вытеснителем конструкции Ф. Е. Билефельд. Более подробных данных нет.

Дизель американца Аттендю представлен на фиг. 247—249.

В 1921 г. Аттендю построил компрессорный дизель, а потом перешел к бескомпрессорному. Показанный двигатель построен в 1925 г. по поручению американского министерства воздушного сообщения и предназначался для аэропланов.

Двигатель 2-цилиндровый двухтактный имеет размеры 140×165 , $v=12,8$, $v_h=2,55$ л в цилиндре. Оба цилиндра отлиты в один блок из легкого металла, отлитый за одно целое с верхней частью картера. Стальные втулки цилиндров запрессованы в блок после подогревания последнего. Продувка осуществляется двумя продувочными клапанами, находящимися в головке цилиндра и управляемыми вверху лежащим кулачковым валом. За выпускными щелями находится клапан, приводимый от распределительного вала, который при пуске (и полной

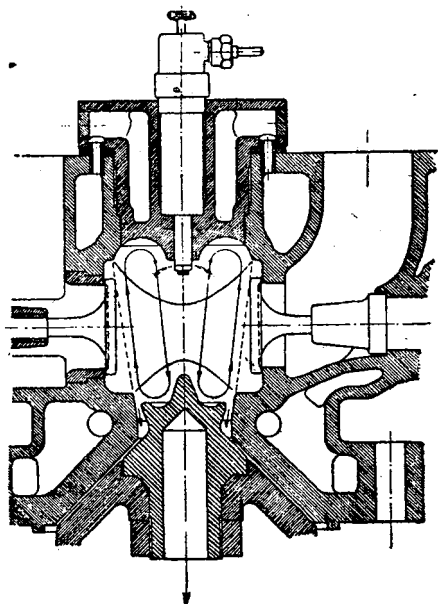


Фиг. 245. Форсунка двигателя Тартрэ-Пежо.

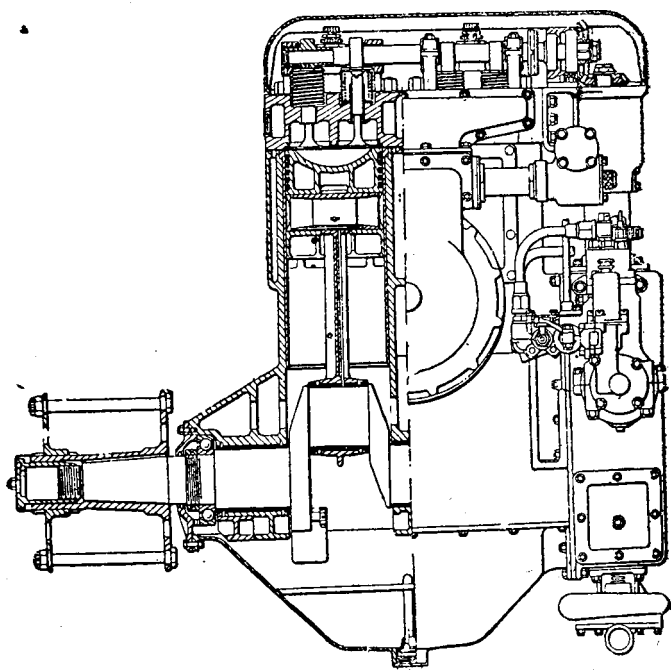
нагрузке) сильно дросселирует выпуск, что дает возможность наддува¹ и, следовательно, достаточно высокой температуры конца сжатия. Седла клапанов сделаны из стали, направляющие клапанов—из марганцовистой бронзы и запрессованы в холодном состоянии. Продувочный насос двойного действия, диаметр цилиндра 248 мм, ход 76 мм. Приводится в движение от эксцентрика распределительного вала, управляющего движением нижних (выпускных) клапанов.

Впуск и выпуск воздуха с обеих сторон поршня осуществляется золотником из легкого металла, вращающимся с половинным числом оборотов коленчатого вала в стальной буксе.

¹ Очевидно этот клапан закрывается, когда поршень начинает свое движение от нижней м. т., что увеличивает степень сжатия и позволяет произвести наддув. (Прим. ред.).

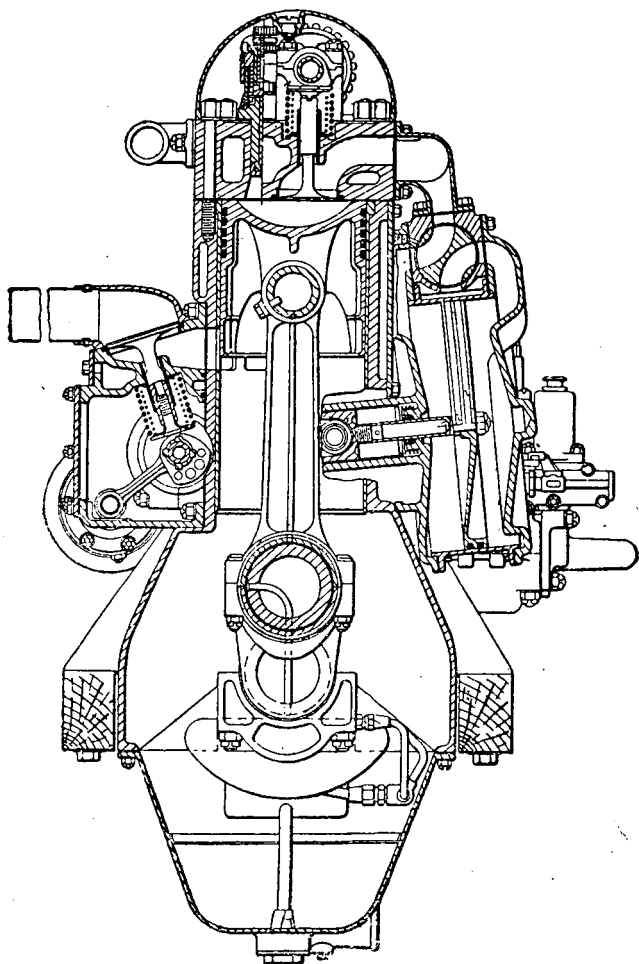


Фиг. 246. Двигатель с вытеснителем Билефельда.



Фиг. 247. Продольный разрез 2-тактного дизеля Аттендью.

Поршни из легкого металла имеют вогнутое днище и пять поршневых колец высотой 4,8 мм. Зазор поршня вверх 0,5 мм и в середине 0,1 мм. Шатун стальной, все вкладыши подшипников из хромованадиевой стали и залиты белым металлом (баббитом).

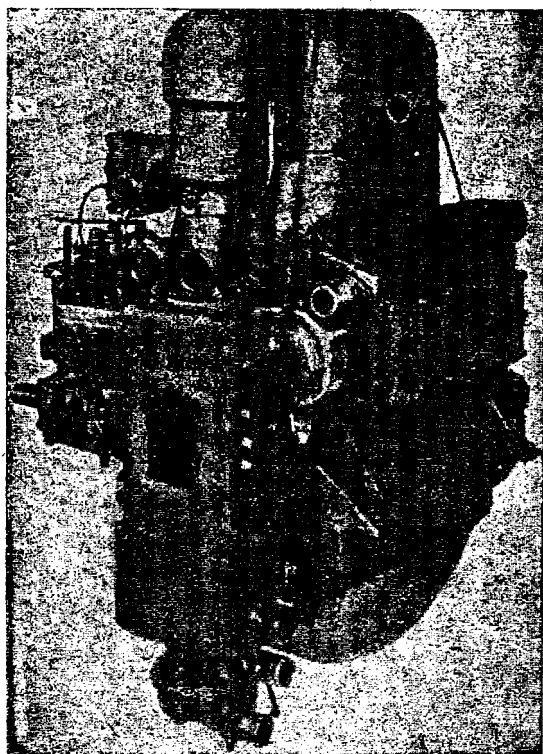


Фиг. 248. Поперечный разрез двигателя Атенду.

Смазка под давлением, осуществлен принцип сухого картера: из маслосборника отдельный насос сейчас же засасывает масло, для того чтобы при наклонном положении предотвратить чрезмерную смазку цилиндров.

Коленчатый вал внутри высверлен и вращается в трех усиленных ребрах подшипниках. Усилие пропеллера воспринимается шариковым подшипником.

Топливо поршневым насосом низкого давления нагнетается к поршневому насосу высокого давления. Количество топлива регулируется переменным ходом плунжера (косой кулачок). Форсунка имеет дифференциальную иглу, детали ее не опубликованы. Опубликованные индикаторные диаграммы указывают давление вспышки только 40 атм.



Фиг. 249. Общий вид дизеля Аттендью.

Этот двигатель должен был согласно договор развить 100 л. с. при $n=1\ 500$ и 125 л. с. при $n=1\ 750$, удельный вес не должен был превосходить 1,7 кг/л. с. Однако он не смог выполнить предъявленных требований, так как развивал только 76 л. с. при $n=1\ 360$ и 85 л. с. при $n=1\ 620$, сухой вес 222 кг \sim 2,6 кг/л. с. Наибольшее число оборотов было $n=2\ 200$, при холостом ходе $n=400$. Наивысшее $p_e=4,7\text{ кг/см}^2$ при расходе топлива $\sim 340\text{ г/л. с. ч.}$, исключая, конечно, полностью применение его для авиации. Наилучший расход топлива составлял $\sim 270\text{ г/л. с. ч.}$

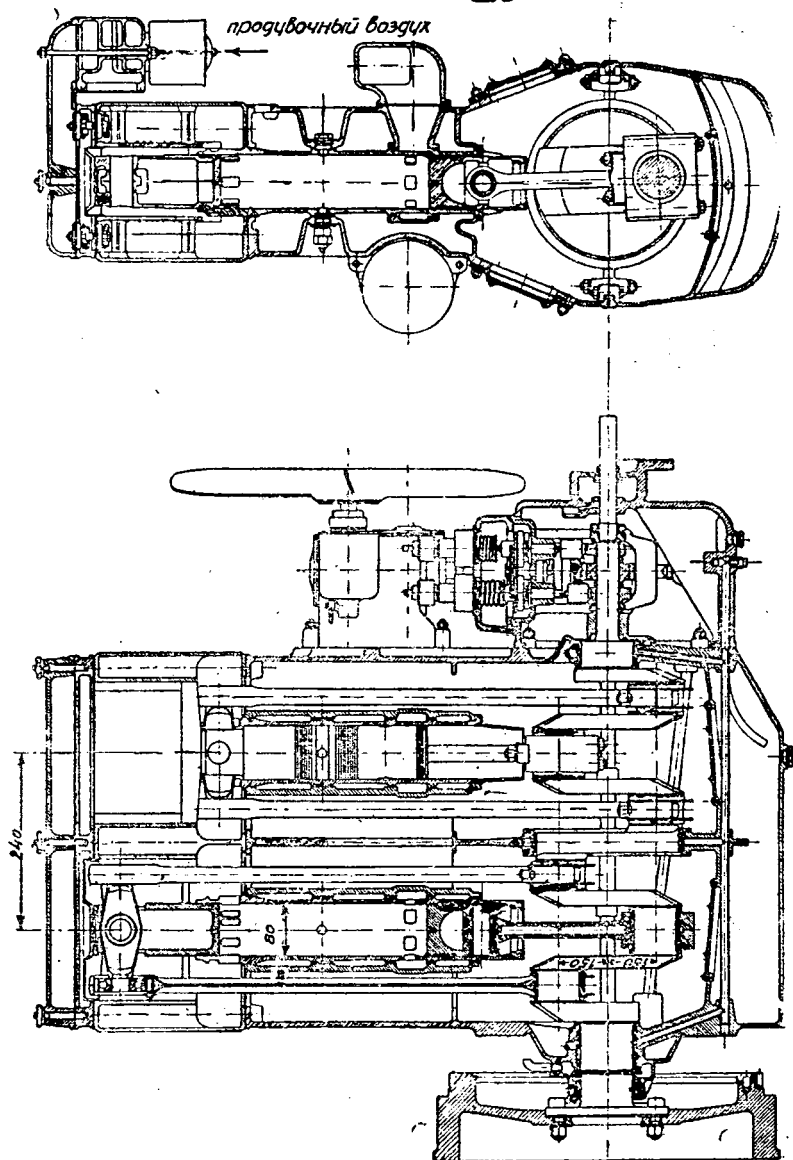
Автомобильный двигатель Юнкерса имеет те же характерные особенности, как и описанный д-ром Мадер¹

большой двухпоршневый двигатель Дизеля.

Эта двухпоршневая конструкция имеет то большое преимущество что инерционные усилия и давления вспышки воспринимаются коленчатым валом, разгружая от них цилиндры и блок и картер, следовательно, последний может быть достаточно легким. Двигатель имеет очень высокую степень сжатия (автомобильный двигатель имеет $\epsilon=18$, что обеспечивает достаточно надежный пуск холодного двигателя), напр., после ночной стоянки при -10°C . Кроме того, высокая степень сжатия уменьшает замедление воспламенения. Конечное давление сжатия составляет 38,5 атм., наивысшее давление сгорания—пор-

¹ V. D. I., 1925, стр. 1369.

давлено 62,5 атм., значительно выше, чем таковое у других двигателей дизеля. Преимущество высокого давления сгорания, следовательно, в большем последующем расширении продуктов сгорания и потому



Фиг. 250. 2-цилиндровый автомобильный дизель Юнкерса («Der Motorwagen» 1928 г., стр. 645).

меньшем расходе топлива. Дальнейшее преимущество, имеющее большое значение как раз для автомобильного двигателя дизеля,—необычайный для двигателя дизеля спокойный ход двухпоршневого двига-

теля Юнкерса, несмотря на очень высокие давления вспышки, что объясняется тем, что эти давления воспринимаются коленчатым валом.

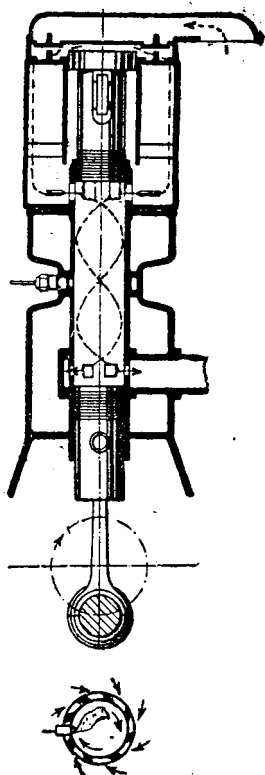
Недостатком этой конструкции является большая высота и довольно значительная стоимость. Но большая высота не имеет особенного значения, так как под капотом всегда имеется достаточно места.

Отсутствие головки цилиндра сказывается на уменьшении веса. Применение возвратно движущихся поршней создает особенно благоприятные условия для продувки и полную возможность наддува поздним закрытием продувочных окон. Двигатель работает с чисто струйным распыливанием топлива, впрыскиваемым под давлением до 700 атм. через открытую форсунку (фиг. 94).

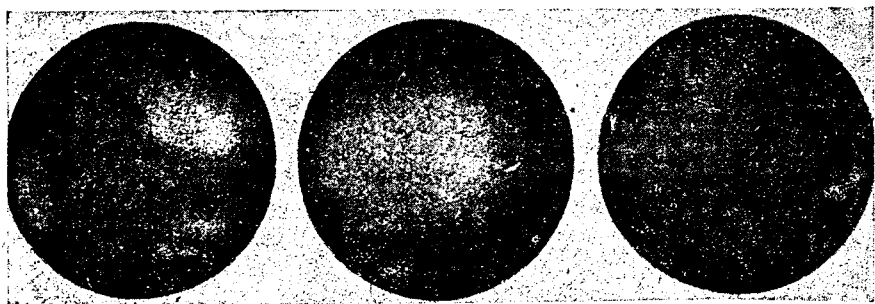
Регулирование количества подаваемого топлива достигается поворачиванием плунжера, имеющего косые распределительные кромки, подобные таковым же насоса Бош.

Несмотря на высокие давления, эта конструкция с относительно короткими уплотняющими поверхностями плунжера все же оправдала себя.

Оба цилиндра имеют диаметр 80 мм и ход каждого из обоих поршней 150 мм; следовательно, $v_h = 1,5$ л. Продувочный насос расположен над верхним поршнем. Поршень продувочного насоса из легкого металла и прикреплен к верхнему поршню. Форма его фигурная и представляет собой круг (215 Ø мм), у которого срезаны два одинаковых сегмента



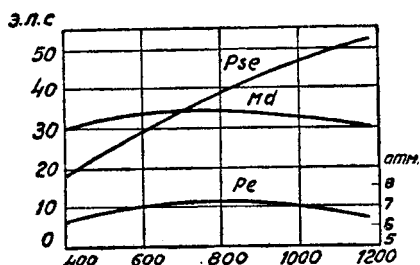
Фиг. 251. Схема продувки дизеля Юнкерса.



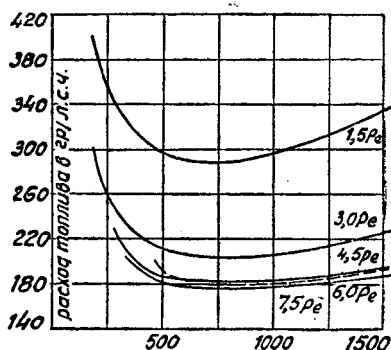
Фиг. 252. Фотографии пламени в двигателе Юнкерса.

высотой 57,5 мм, так что поверхность поршня в перпендикулярном направлении шатуна остается шириной только в 100 мм.

Для лучшего уплотнения по окружности продувочного поршня предусмотрено только несколько лабиринтовых канавок. Продольная ось поверхности поршня параллельна оси вала и перекрывает сочленение, посредством которого внешние шатуны через траверзу с плавающей



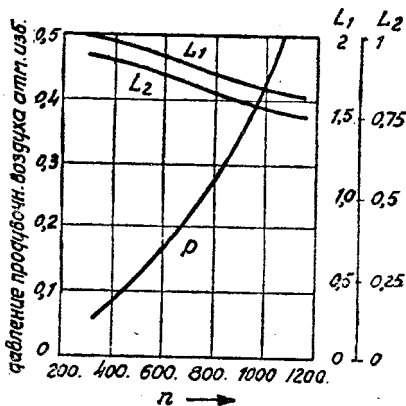
Фиг. 253. Характеристика 2-цилиндрового автодизеля Юнкерса.



Фиг. 254. Кривые экономичности дизеля Юнкерса (по оси абсцисс отложены обороты).

штулкой соединены с верхним поршнем. В корпусе насоса, в том месте, что получено за счет среза поршня, расположены автоматически-всасывающие клапаны продувочного насоса. Рабочий объем каждого продувочного насоса составляет 3,1 л, следовательно, около двойного рабочего объема цилиндров. Их коэффициент подачи составляет в среднем около 0,8, что объясняется не столько большим вредным пространством (28%), сколько в первую очередь неплотностью вследствие недостаточной герметичности продувочного поршня, сопротивления клапанов и подогревом воздуха. Все же количество продувочного воздуха составляет около 1,6 рабочего объема.

Продувочный воздух входит в цилиндр через продувочные окна тангенциально, получает, следовательно, вращательное движение, сохраняющееся за весь рабочий процесс и помогающее внутреннему смешиванию, распространяя пламя впрыснутого топлива и хорошо распределяя его по всему рабочему воздуху. Хорошее внутреннее смешивание проявляется в довольно высоком для двигателей дизеля p_c в 7,5 кг/см² при 180 г/э. с. ч. Следовательно, весьма хорошее использование топлива, несмотря на относительно малый избыток

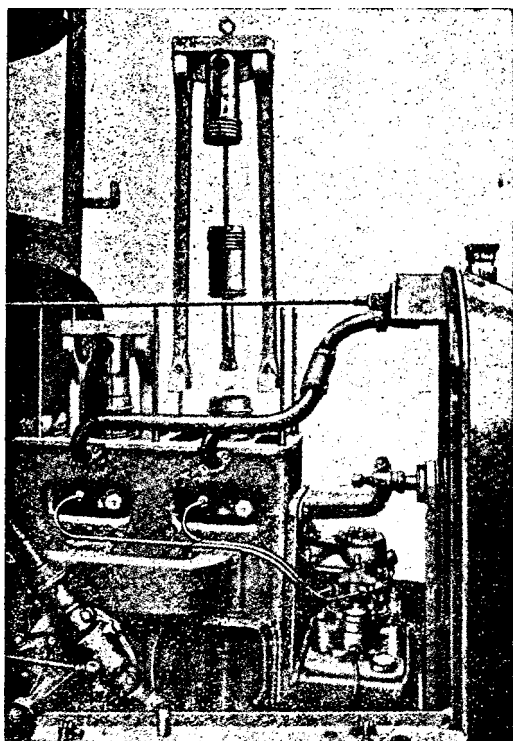


Фиг. 255. Характеристика продувочного насоса Юнкерса. L_1 —коэффициент подачи продувочного насоса, отнесенный к рабочему объему цилиндра. L_2 —коэффициент подачи продувочного насоса, отнесенный к объему насоса. P —избыточное давление продувочного воздуха.

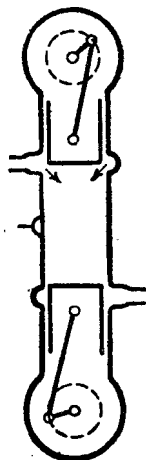
воздуха. Двигатель имеет наддув, так как кривошипы смещены относительно друг друга и продувочные окна закрываются позже выпускных окон.

На фиг. 254 дан расход топлива в зависимости от p_c и числа оборотов. Характеристика автомобильного двигателя показана на фиг. 253. Литровая мощность 14 э. л. с. при $n=1\,000$, выше, чем таковая хорошего двигателя легкового автомобиля (10—12 л. с./л при $n=1\,000$);

наддувом при $n=1\,500$ должна быть достигнута мощность в 65 л.с., число оборотов холостого хода $n=400\text{—}450$. Вес без маховика составляет 280 кг. Фирма строит в настоящее время трехцилиндровый автомобильный двигатель дизеля в 70—75 э. л.с. полностью тех же размеров.



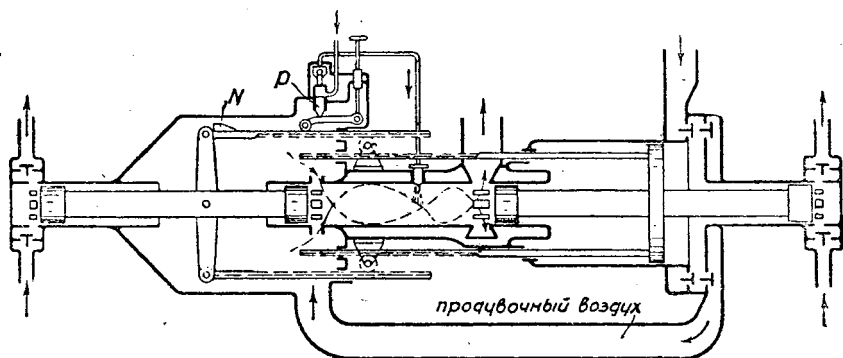
Фиг. 256. Выемка поршней автодизеля Юнкерса.



Фиг. 257. Схема авиодизеля Юнкерса.

Внимания заслуживает еще средний опорный подшипник, полностью оправдавший себя, который вопреки всем теориям выполнен очень узким и высоким, имеющим кроме того очень высокую скорость скольжения. Такие же подшипники, впрочем, имеет новейший гоночный авиадвигатель Паккарда 24-цилиндровый, Х-образной формы (4 ряда по 6 цилиндров $135\varnothing \times 127$), имеющий при $n=2\,700$ наивысшую мощность $N_e=1\,500$ л. с. Также и у него коленчатый вал увеличен в шейках коренных подшипников между цилиндрами до диаметра в 200 мм, заключаая в себе пару цапф кривошипа. Окружная скорость составляет у сильно нагруженных подшипников Паккарда около 14,2 м/сек., у менее нагруженного среднего подшипника Юнкерса

только 7 м/сек. Несмотря на это, давление масла в средних подшипниках двигателя Паккарда составляет только 0,3 атм., в шатунных подшипниках, напротив, около 5 атм. Объяснение этого, согласно новым иностранным исследованиям, заключается в том, что при сильно нагруженных подшипниках достаточная смазка получается только при высокой скорости скольжения. Первым условием для сильно нагруженного подшипника является абсолютная жесткость, исключаящая любую деформацию и местные перенапряжения, ведущие, между прочим, к растрескиванию механически слабого материала подшипника и не могущего быть замененным каким-либо другим благодаря своим выдающимся антифрикционным свойствам. Поэтому вкладыши делают жесткими насколько возможно и в современных



Фиг. 258. Схема специального двигателя Юнкера.

авиадвигателях изготовляют вообще из высококачественной стали. При плохо спроектированном подшипнике высокие давления смазки не предотвращают выкрашивания, при правильно спроектированном — достаточно 3—6 атм. для числа оборотов коленчатого вала ≥ 7000 . В двигателях дизеля также следует уделять большое внимание подшипникам.

На фиг. 257 показана схема авиадизеля Юнкера, имеющего 6 цилиндров $160\varnothing$ каждый с двумя поршнями ходом в 190 мм. Следовательно, использован шатунный механизм карбюраторных авиодвигателей Юнкера, но из-за более высоких давлений на подшипники применены так называемые игольчатые подшипники. Продувочный воздух доставляется центробежной воздухоподкачкой, приводимой от коленчатого вала через промежуточную зубчатую передачу. Двигатель должен развивать при $n=1200$ около 650 л. с., вес около 2,5 кг/л. с. Эта конструкция, однако, очень громоздка, даже в том случае, если ее поместить горизонтально в крыло пассажирского самолета.

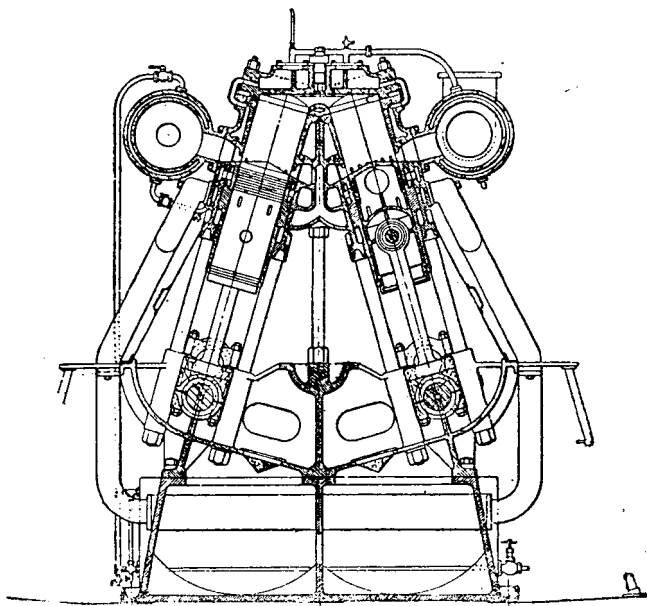
На фиг. 258 показана схема двигателя с противоположно движущимися поршнями, много лет назад подвергнутому подробному исследованию на исследовательской станции проф. Юнкера в Дессау. Применение этого двигателя предполагалось на тепловозах и пассажирских самолетах. Сжатый воздух, получаемый на внешней стороне

рабочих поршней, энергия которого повышается подогревом отработанными газами, должен при тепловозах подводиться к рабочим цилиндрам, при самолетах же—к турбинам воздушных винтов.

Этот способ, полностью использующий теплосодержание отходящих газов и допускающий при самолетах централизацию силовой установки, кажется на первый взгляд очень соблазнительным. Но эта установка дает высокий удельный вес, а охлаждение воздуха в неизбежно длинных трубопроводах понижает коэффициент п. д.

Для тепловоза, напротив, эта установка была бы более пригодна. За последнее время Юнкерс выпустил на рынок эту конструкцию в виде маленького дизель-компрессора с большим числом оборотов (≈ 1500).

На фиг. 259 показан двухтактный двигатель Кнудсена, построенный американским паровозостроительным заводом Балдвина для тепло-

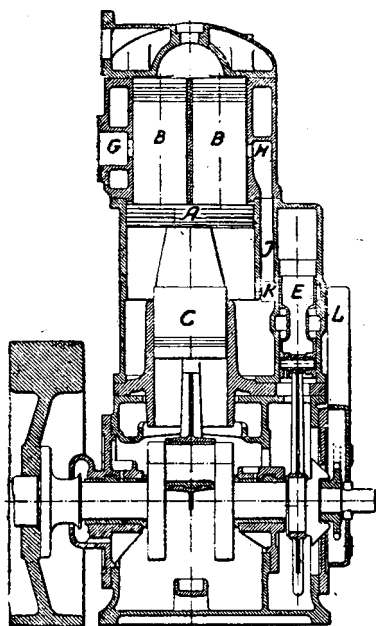


Фиг. 259. Дизель Кнудсена для тепловоза.

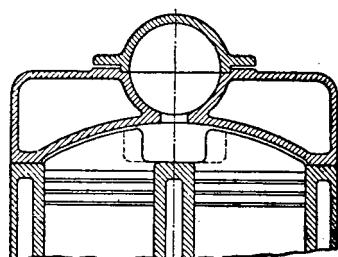
возов с электрической передачей (в 1925 г.). Двигатель развивает при 6 U-образных цилиндрах $(248\varnothing \times 343) \times 2 = 1000$ л. с. при $n=450$ соответственно $p_c=5$ кг/см². Продувочным насосом служит турбокомпрессор Всеобщ. компании электричества, приводимый посредством зубчатой передачи от коленчатого вала. Давление продувки переменнo от 0,1 до 0,22 атм. Поздним закрытием продувочных окон одним из поршней достигается наддув. Оба коленчатых вала соединены друг с другом шестернями и работают с передачей 1 : 3,8 на генератор, доставляющий ток 4 рабочим моторам по 200 л. с., соединенных упругими муфтами и зубчатой передачей с 4 ведущими осями.

Пространство сгорания *U*-образных цилиндров не очень пригодно для двигателей с внутренним смесеобразованием, в особенности тогда, когда один поршень раньше приходит к в. м. т., чем другой, перекрывающий продувочные окна. Получаемое от вытесняющего действия завихривание воздуха с большим трудом может быть полностью использовано для смесеобразования. При струйном распыливании это оказывается почти невозможным и проявляется в двигателе Кнудсена в неполном сгорании при дымном выхлопе.

Более лучшими условиями для пространства сгорания при *U*-образных цилиндрах будут такие, когда поршни одновременно достигают в. м. т., как это имеет место у двухтактного двигателя фирмы Рекорд-Энжиниеринг, фиг. 260. Рабочие поршни *ВВ* сидят на одном поршне *А*, нижнее кольцевое пространство которого отделено крейцкопфом *С* от картера. Впускается свежий заряд через окно



Фиг. 260. Двухпоршневой двигатель Рекорд.



Фиг. 261. Проект предкамеры для двухпоршневого двигателя Рекорд.

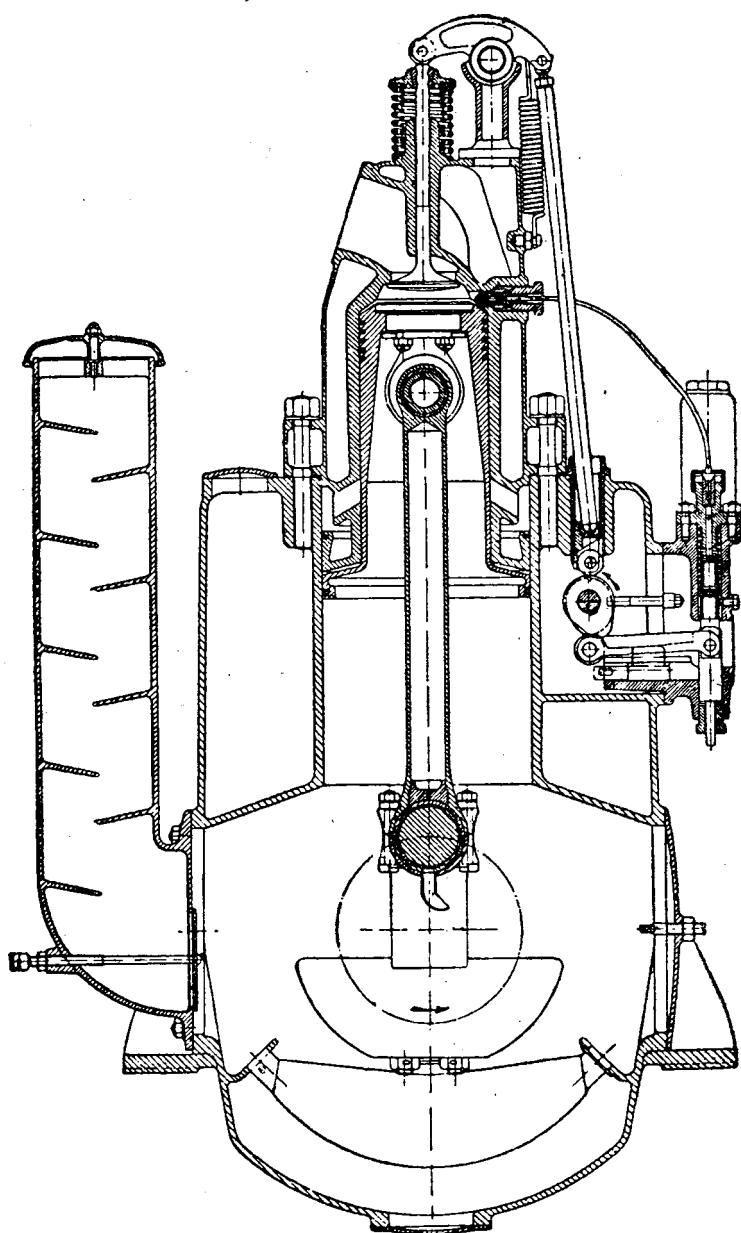
L, открываемое цилиндрическим золотником *E* в пространство под поршень *A*.

При ходе поршня *A* вниз прососанный заряд сжимается и нагнетается через перепускной канал *J* и продувочные окна *H* в *U*-образный цилиндр; *G*—выхлопные окна.

Двигатель этот чрезвычайно сложен конструктивно. Применялся он до сих пор преимущественно для судовых установок, топливом служит бензин и керосин.

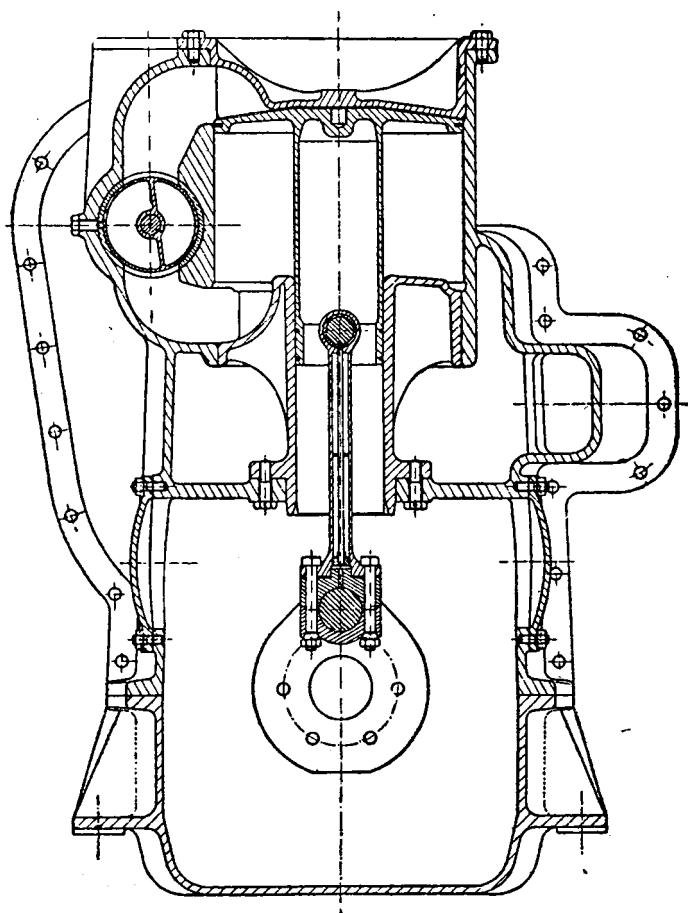
В настоящее время эта фирма проектирует предкамерный двигатель с таким же двухтактным процессом (фиг. 261), но о нем, однако, нет никаких сведений.

Двухтактный двигатель со струйным распыливанием Ганноверского вагоностроительного завода (фиг. 262) имеет один двухступенчатый поршень. При ходе вниз поршень засасывает продувочный



Фиг. 262. 2-тактный дизель Гавэ,

воздух в кольцевое пространство, а при ходе вверх нагнетает его в ресивер, прилитой к картеру двигателя. Из ресивера воздух через расположенные внизу продувочные окна тангенциально поступает в цилиндр и выталкивает отработанные газы через расположенный сверху выпускной клапан. Вращательное движение продувочного



Фиг. 263. Поршневой продувочный насос двойного действия Гава.

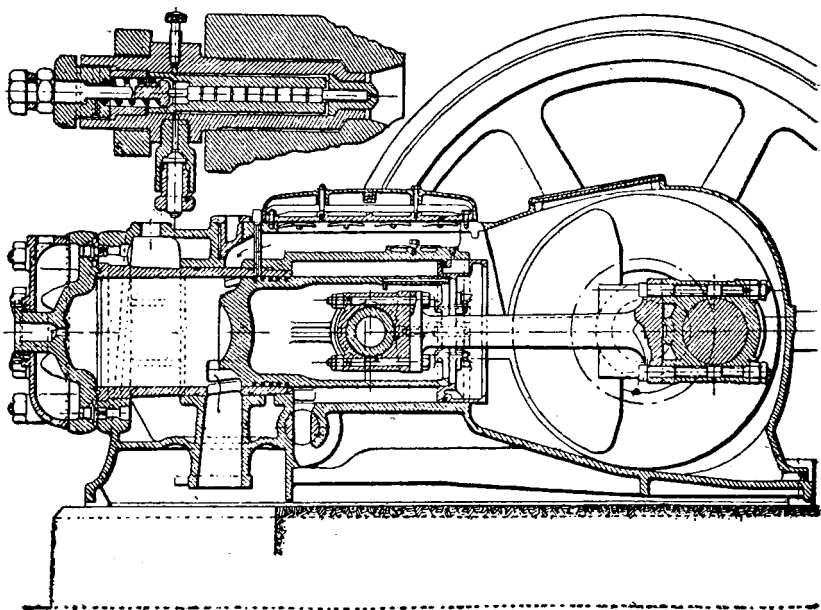
воздуха сохраняется за весь рабочий процесс, как и в двигателях Юнкера, Круппа и Гессельмана; кроме того, достигается дополнительное завихривание в камере сгорания тем, что конусообразный, скошенный поршень плотно подходит к крышке цилиндра и этим производит вытесняющее действие.

Изображенная на фиг. 75 губчатая форсунка дает широкую плоскую веерообразную струю, весьма подходящую к данной форме камеры.

При наличии сильных вихрей рассчитывали получить хорошее сгорание при относительно небольшом избытке воздуха. Однако, ка-

жется, двигатель не оправдал возлагаемых на него надежд, так как до сих пор еще ни один не появился на рынке. Вероятной причиной этого явилась очевидно форсунка, тонкие губки которой подвержены пламени сгорания, отчего они теряют свою первоначальную упругость. А это влечет за собой недостаточное распыливание и неправильное направление струи.

Впоследствии фирма оставила дорогие в изготовлении ступенчатые поршни и построила для 2-цилиндрового двигателя изображенный на фиг. 263 поршневой продувочный насос двойного действия. Фирма отказалась от попытки постройки легких двигателей дизеля.



Фиг. 264. Стационарный дизель Бабкок и Вилькокс со ступенчатым поршнем.

Двухтактный двигатель дизеля стационарный, английской фирмы Бабкок-Вилькокс показан на фиг. 264. Двигатель одноцилиндровый, размер его $305\varnothing \times 406$ и развивает 50 л. с. при $n=300$. Двигатель имеет ступенчатый поршень $394 \varnothing$, давление продувочного воздуха 0,28 атм. изб. Кольцевое пространство вокруг поршня используется для пуска двигателя, для чего через (видимый на чертеже) вращающийся золотник впускается сжатый воздух. Во время работы двигателя вращающийся золотник открыт и кольцевое пространство работает впускной. Автоматические всасывающие клапаны расположены в легко снимающейся крышке перепускного канала. Гарантированный расход топлива составляет 199 г/с. ч., гарантированный расход масла—4,5 г/с. ч. (смазка под давлением). Пустотелое днище поршня выполнено в форме вытеснителя, количество топлива регулируется перепускным клапа-

ном, форсунка обычная с дифференциальной иглой, нагруженной пружиной.

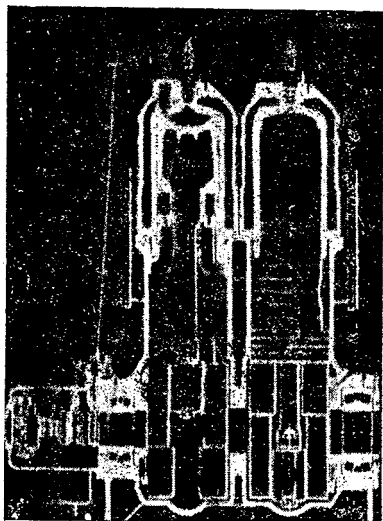
Ступенчатый поршень имеет также 2-тактный двигатель «Поляр» О-ва Атлас-Дизель в Стокгольме. 2-цилиндровый двигатель имеет $250\varnothing \times 350$ и развивает 70 л. с. при $n=300$. Ступенчатый поршень диаметром 320, давление продувки в кривошипной камере составляет 0,35 атм. изб., гарантированный расход топлива равен 185 г/с. ч., расход масла только 1,4 г/с. ч. Конечное давление сжатия 30 атм., давление сгорания 38 атм. Для выполнения днища поршня и пространства сгорания этого двигателя образцом очевидно служил двигатель Бабкок-Вилькоккс. Фирма строит также больший двигатель цилиндровой мощностью в 50 л. с. при $n=275$. Вес 65 кг/л. с.

Машиностроительный завод МАН применяет для своих автомобильных двигателей дизеля чисто струйное распыливание открытой форсункой, давление впрыскивания около 400 атм.

Д-р Рим, который, пожалуй, главным образом проектировал этот двигатель, приводит основанием для выбора чисто струйного распыливания возможность применения более низкого сжатия, составляющее только 25 атм., (давление сгорания около 45 атм.) против 35 атм. при предкамерном процессе, чем очень облегчается также первоначальный пуск в ход двигателя. Далее чисто струйное распыливание менее чувствительно по отношению к началу и продолжительности впрыскивания и допускает поэтому применение открытой форсунки, которая при незначительных размерах автомобильного двигателя будет много надежнее, чем игольчатая форсунка с пружиной, требуемая предкамерным процессом.

Первоначально выпущенные автомобильные двигатели дизеля фирмы МАН имели 4 или 6 цилиндров $115\varnothing \times 180$ с нормальной цилиндровой мощностью в 11 л. с. при $n=1\,000$ и $p_c=5,3 \text{ кг/см}^2$. Они имели 4 клапана на цилиндр и 2 диаметрально противоположных открытых форсунки¹. Коленчатый вал вращался в роликовых подшипниках.

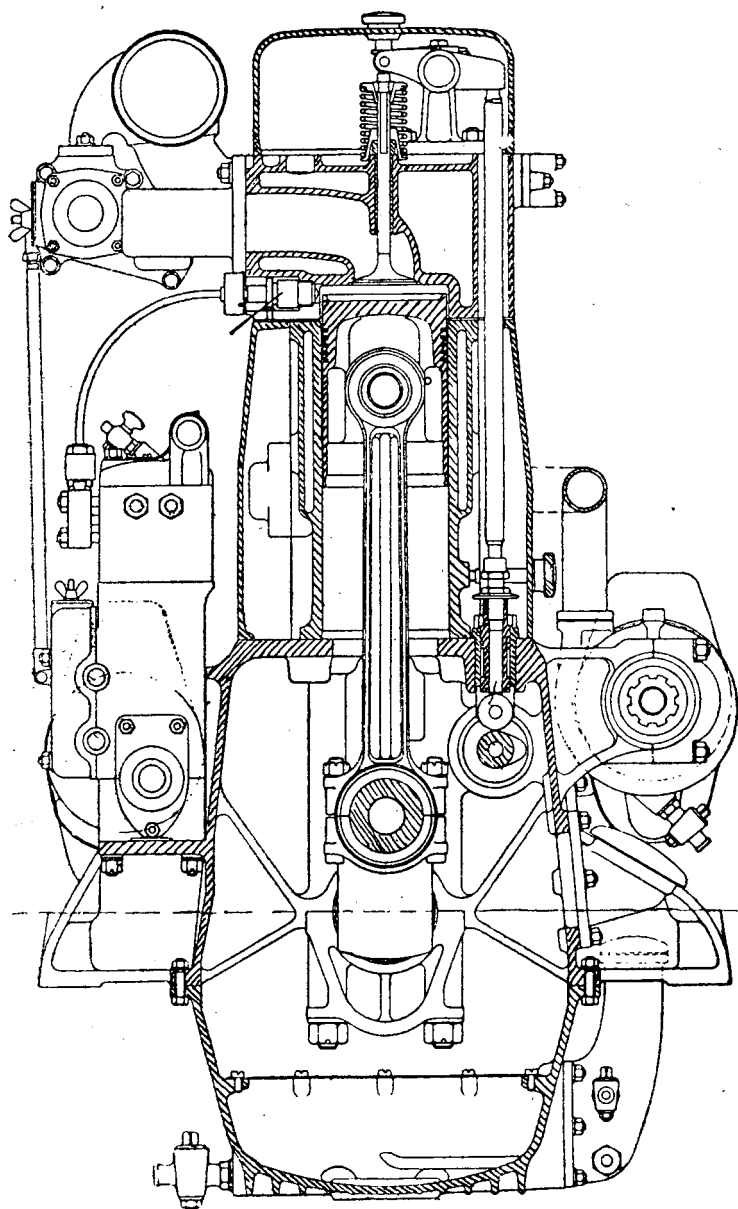
Новая конструкция имеет только 2 клапана и 1 форсунку на цилиндр, коленчатый вал лежит в подшипниках между каждыми 2 цилиндрами, шатунный механизм более прочный, число оборотов до 1 500 в минуту.



Фиг. 265. Двухцилиндровый дизель «Атлас» со ступенчатым поршнем.

¹ Riehm V. D. I. 1925, стр. 1125, Nägel—V. D. I. 1926, стр. 1433.

Меньш й тип имеет 120×180 и строится как 4-, так и 6-цилиндровым для грузовых автомобилей (фиг. 266). Каждые 2 цилиндра



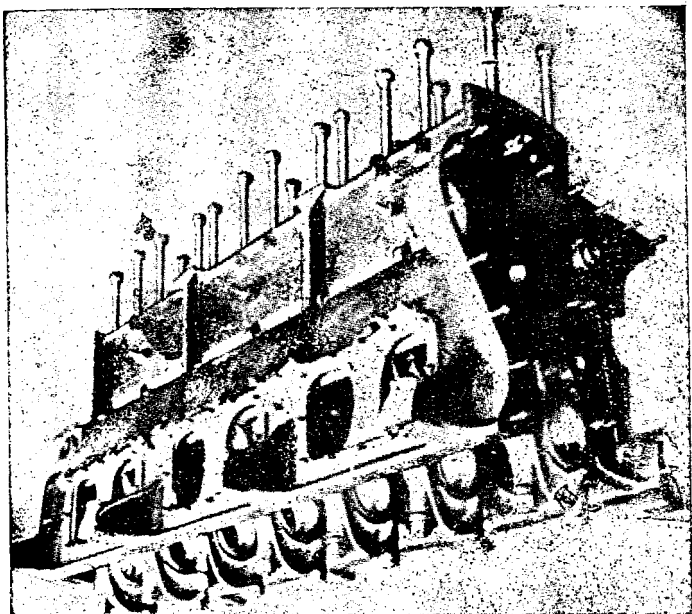
Фиг. 266. Разрез автодизеля Ман 120×180 .

соединены в один блок, картер выполнен из силумина. Проходящие насквозь стяжные болты соединяют цилиндрический блок с картером.

Большой тип имеет $165\varnothing \times 220$ и развивает при 4 цилиндрах 100 л. с., при 6 цилиндрах 150 л. с. при $n=1\,000$. Двигатель этот предназначен главным образом для малых тепловозов, экскаваторов и судов. Картер из чугуна отлит вместе с цилиндрическим блоком. Алюминиевые поршни работают во вставных чугунных втулках. Для выемки рабочих поршней в камере предусмотрены отверстия, через которые могут быть отвернуты шатунные болты, так что после съемки крышки цилиндра, поршни могут быть вынуты вверх.

Коленчатый вал после отнятия масляного корыта вынимается вниз. Оба типа имеют смазку под давлением. Стартер и динамо помещены на картере.

Для облегчения пуска в ход предусмотрено декомпрессионное устройство, включаемое при малых типах от руки. При холодной



Фиг. 267. Цилиндрический блок, верхняя часть картера, отлитые вместе, автодвигателя МАН $165\varnothing \times 220$.

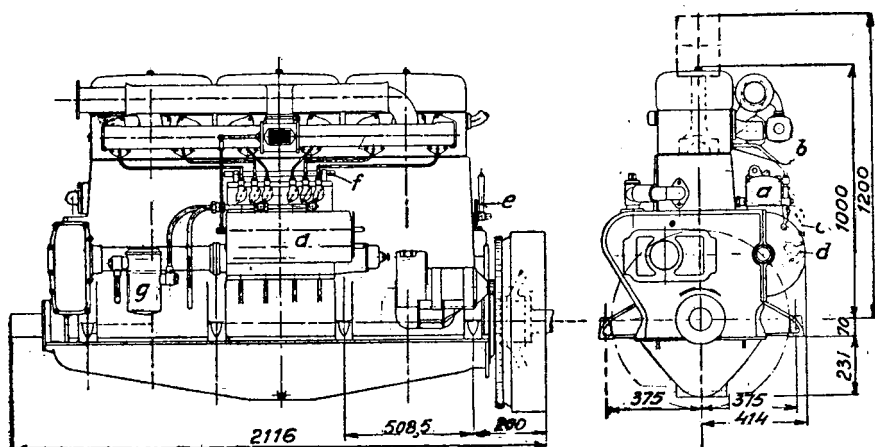
погоде присасываемый воздух подогревается в подогревателе, нагреваемом спиртовым пламенем.

При частичной нагрузке и холостом ходе засасываемый воздух подогревается выхлопной трубой.

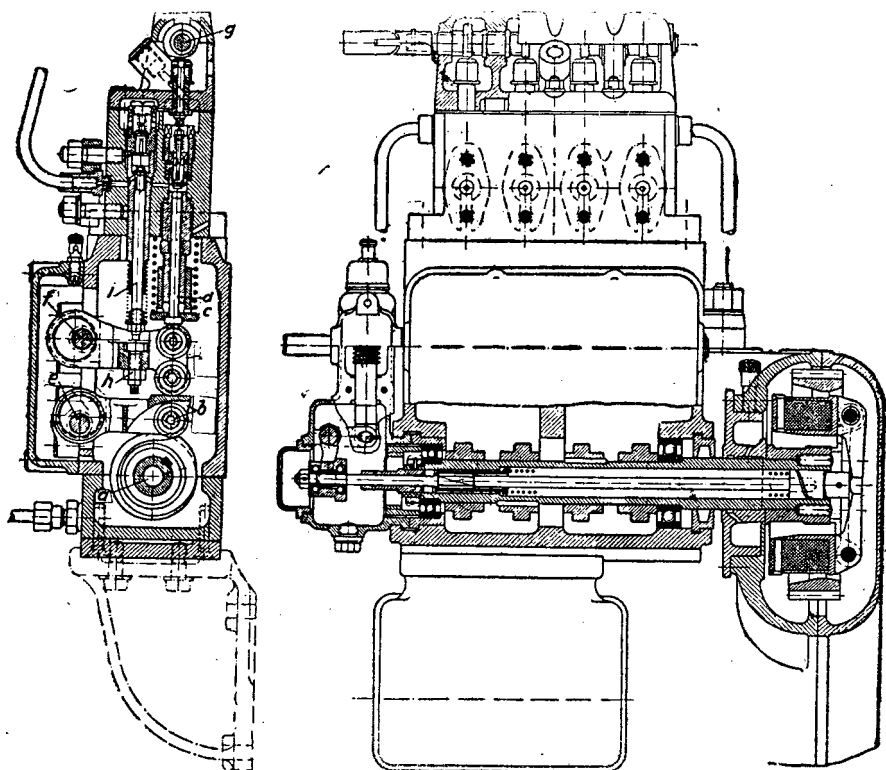
Топливный насос (фиг. 269) имеет двойную регулировку: а) количества подаваемого топлива, б) изменения момента подачи топлива¹.

Для этого служат два рычага *b* и *c*, вращающиеся вокруг эксцентриков *e* и *f*. Поворотом эксцентрика *e* нижнего рычага осуществляется

¹ R i e h m «Der Motorwagen», 1928, стр. 92.



Фиг. 268. 6-цилиндровый автодизель МАН 165 $\varnothing \times 220$, 150 л. с.
a—топливный насос, *b*—форсунка, *c*—рычаг изменения подачи топлива, *d*—рычаг изменения начала подачи, *e*—декомпрессор, *f*—кулачковый валик выключения отдельных насосов, *g*—фильтр для топлива.



Фиг. 269. Насос автодизеля МАН.

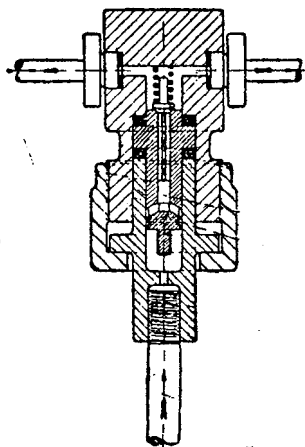
приблизительно горизонтальное перемещение бегущего по кулачку ролика, чем достигается более раннее или более позднее начало подъема плунжера, следовательно, ранняя или поздняя подача топлива в цилиндр, а следовательно и воспламенения. Эксцентрик f перемещает верхний рычаг приблизительно в вертикальном направлении, отчего и изменяется зазор между сидящим в рычаге установительным болтом h и отсечным перепускным клапаном i , расположенным в корпусе насоса. Следовательно, в зависимости от положения рычага отсеченный клапан i откроется раньше или позже и тем изменит количество подаваемого топлива.

Избыточное топливо отводится обратно в расходный бак, а не непосредственно под всасывающий клапан, так как известно, что выпускаемое через отсечной клапан топливо склонно при своем сильном вытекании к образованию воздушных пузырьков, которые при последующем засасывании попадали бы в насос и нагнетательный трубопровод, чего следует вообще избегать.

Поэтому заставляют пропускаемое отсечным клапаном топливо протекать через второй нагруженный пружиной клапан¹, после которого оно попадает по специальному обратному топливопроводу в расходный бак для топлива. Следовательно, насосом присасывается главным образом топливо из расходного бака, где оно имело время освободиться от медленно поднимающихся воздушных пузырьков. Этому обстоятельству следует уделять особенное внимание, желая получить бездымное сгорание при холостом ходе, при котором обратно отводимое количество топлива довольно велико.

Обратный клапан топливопровода в момент подъема перепускного клапана закрывается давлением пружины и расширяющегося количества топлива в трубопроводе. В первых двигателях с 2 форсунками на цилиндр обратный клапан помещался в распределителе, от которого трубки ответвляются к обоим форсункам (фиг. 270). Для того, чтобы форсунки, обслуживаемые одним плунжером, выпрыскивали одинаковое количество топлива, сопротивления топливопроводов и форсунок должны быть одинаковы. Это достигалось в большей или меньшей степени посредством пластинок с калиброванными отверстиями перед трубками.

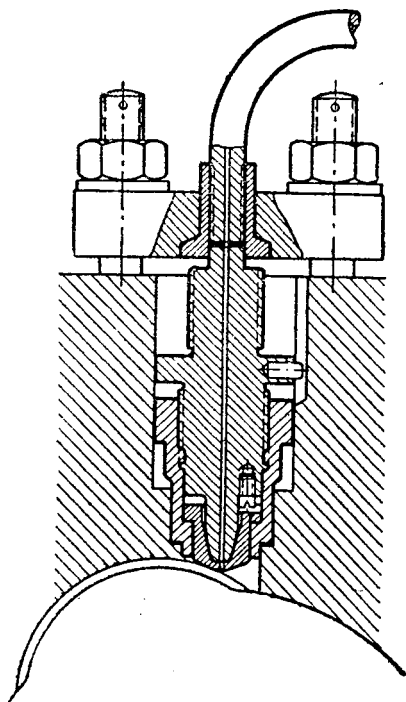
Равномерное наполнение топливом отдельных цилиндров будет тогда, когда зазор между отсечным клапаном и установительным



Фиг. 270. Распределитель с обратным клапаном при применении двух форсунок на цилиндр. Перед каждой нагнетательной трубой установлены калиброванные пластинки.

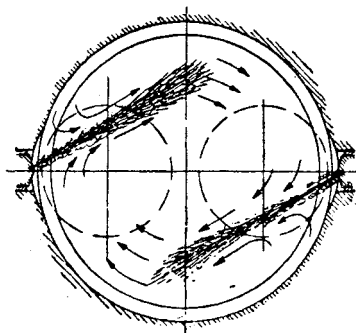
¹ Так как при обратном ходе скалки отсечной клапан еще открыт и может быть, следовательно, обратное засасывание только что отведенного топлива (Прим. ред.).

шупрупом одинаков у всех цилиндров при одинаковом положении кривошипа по отношению к в. м. т., соответствующей воспламенению, для одинаковых положений эксцентриков. Топливо присасывается через расположенный над плунжером нагруженный пружиной всасывающий клапан, который может быть вынут вверх для осмотра и притирки. Над ним имеется нагруженный пружиной выключатель, выжимаемый вниз кулачковым валом g и открывающий при этом всасывающий клапан. Вал g приводится от поста управления и допускает выключение отдельных цилиндров. Отсюда практическое применение при холостом ходе, так как было указано, что при открытых форсунках невозможно при всех числах оборотов и наплеваниях получить одинаково хорошее распыливание, следовательно, хорошее сгорание¹.



Фиг. 271. Открытая форсунка МАН.

Бал g приводится от поста управления и допускает выключение отдельных цилиндров. Отсюда практическое применение при холостом ходе, так как было указано, что при открытых форсунках невозможно при всех числах оборотов и наплеваниях получить одинаково хорошее распыливание, следовательно, хорошее сгорание¹.



Фиг. 272. Вращательное движение воздуха в автодизеле МАН благодаря зашпирмленному всасывающему клапану.

Кроме того, во время нормальной работы шофер переменным выключением отдельных цилиндров может всегда наблюдать за равномерной нагрузкой всех цилиндров. Эксцентрик f помимо ножного привода связан с тягой регулятора, которая проходит внутри кулачкового валика насоса и посредством двух рычагов и рейки соединена с верхним эксцентриком.

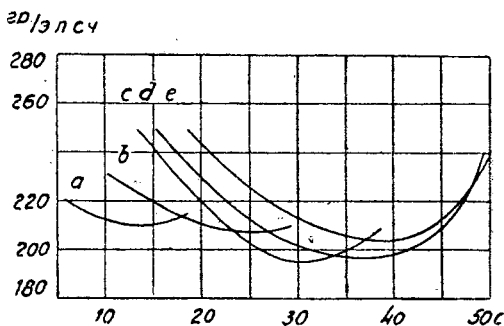
Клапаны и плунжеры выполнены из закаленной инструментальной стали. Букса плунжера чугунная. При данном выполнении насос удовлетворяет условиям автомобильной работы как в отношении надежности, так и обслуживания.

¹ Иными словами, выключается, смотря по нагрузке, часть цилиндров. (Прим. ред.).

Нагнетательный трубопровод от насоса к форсунке толстостенный, 2 мм в свету. Форсунка расположена в цилиндре горизонтально, разрез ее показан на фиг. 271.

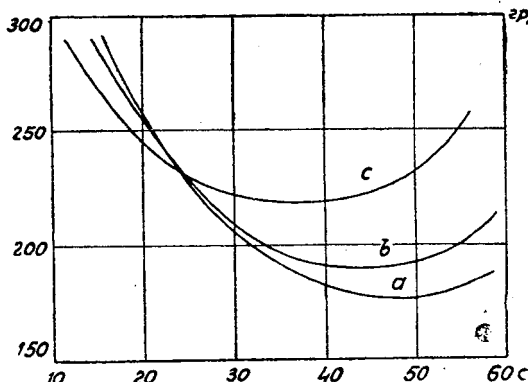
Пластика сопла имеет отклоняющееся от оси форсунки отверстие диаметром 0,15 или 0,22 мм, через которое струя топлива вспрыскивается тангенциально, следуя круговому движению воздуха, вызываемому заширленным впускным клапаном (фиг. 272).

Расход топлива при различных числах оборотов показан на фиг. 273, а влияние изменения начала подачи на расход топлива при постоянном числе оборотов дано на фиг. 274. Опыты были проведены с двигателем 120Ø×180 с одной форсункой на цилиндр при постоянном числе оборотов $n=1\ 000$. Кривая *b* соответствует нормальному началу подачи для $n=1\ 000$, кривая *c*—установке для $n=500$ и кривая *a*—для $n=1100$. Нормальная установка начала пода-

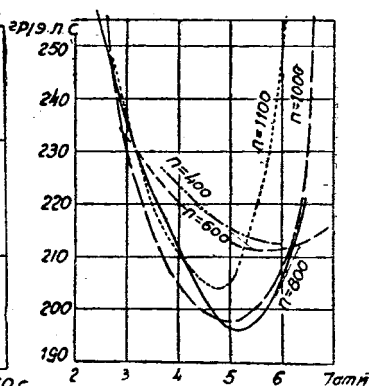


Фиг. 273. Расход топлива автодизелем МАН при различных числах оборотов: *a* при $n=40$, *b* при $n=600$, *c* при $n=800$, *d* при $n=1000$, *e* при $n=1100$.

г/л.с.ч



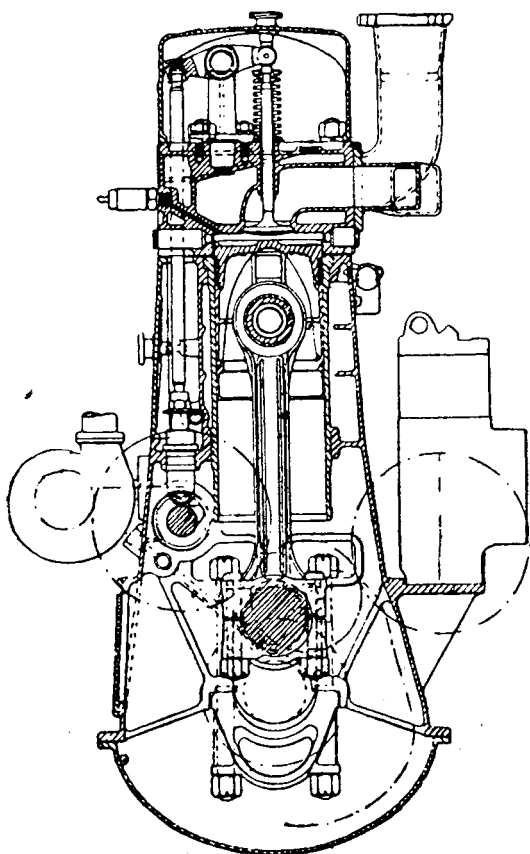
Фиг. 274. Расход топлива дизелем МАН при $n=1\ 000$ и различных моментах подачи: *a*—раннее начало подачи, *b*—нормальное начало подачи, *c*—позднее начало подачи.



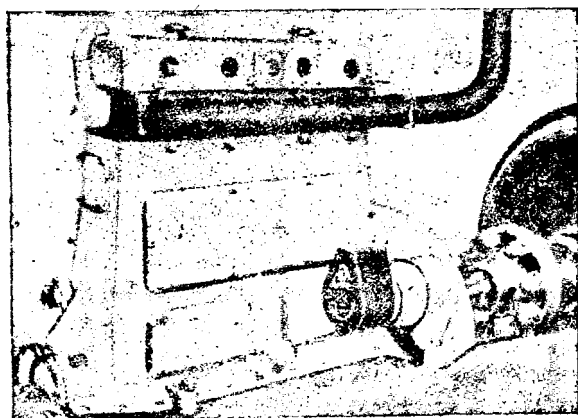
Фиг. 275. Расход топлива дизелем МАН при различных числах оборотов.

чи дала при названных числах оборотов нормальное давление сгорания в 42 атм. Напротив, при $n=1\ 000$ ранняя подача кривой *a* дала ~ 52 атм. и поздняя подача ~ 30 атм. давление сгорания.

Расход топлива при разных числах оборотов в зависимости от p , показан на фиг. 275. Резкое возрастание цифр расхода топлива



Фиг. 276. Судовой дизель Буда—МАН.



Фиг. 277. 4-цилиндровый дизель Круппа.

с уменьшающимся p_e можно объяснить относительно большими при малой нагрузке механическими потерями. Резкое возрастание расхода топлива с щей подачей топлива, особенно при высоких числах оборотов, можно объяснить ухудшающимся внутренним смесеобразованием, причина которого, вероятно, в слишком коротком времени для большого наполнения, следовательно, в слишком высоких давлениях впрыскивания и поэтому в слишком мелком распыливании с недостаточной силой проникновения мелких частиц, образующих связанное облако тумана.

Английская фирма Джон Таулер применяет двигатели МАН 70 л. с. 6-цил. для своих привязных аэростатов.

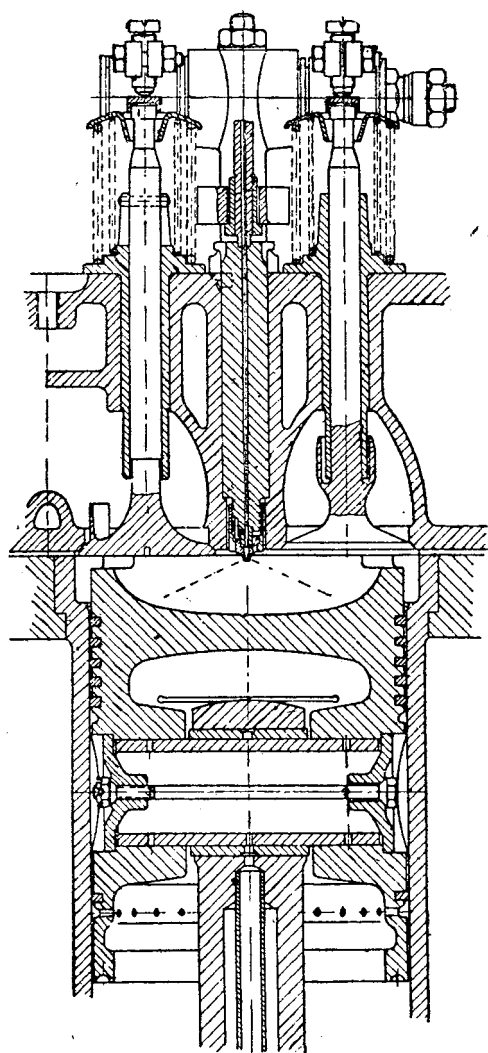
Удельный вес двигателей дизеля фирмы МАН составляет 9—10 кг/л. с.

Разрез через американский двигатель дизеля Буда (лицензия МАН) дан на фиг. 276. 4-цилиндровый двигатель (152 \varnothing ×203) развивает 100 л. с. при $n=1\,000$ и предназначен главным образом для лодок. Радиатор расположен на переднем конце двигателя и жестко с ним соединен. Данные о весе отсутствуют.

Дизель Круппа (фиг. 277 и 288) строится 4-и 6-цилиндровым (135 \varnothing ×200). Конечное давление сжатия составляет 33 атм., давление сгорания только 42 атм., давление впрыскивания топлива ≈ 350 атм. 4-цилиндровый двигатель развивает 65 л. с. при $n=1\,000$, 6-цилиндровый 100 л. с. при $n=1\,000$, удельный вес составляет около 8 кг на л. с.

Двигатель предназначен прежде всего для лодок, генераторов, как вспомогательный судовой двигатель и т. д.. В качестве двигателя для грузовиков фирмой не применяется.

отчасти объяснить относительно большими механическими потерями. Резкое возрастание расхода топлива с увеличивающимся p_e , т. е. возрастаю-



Фиг. 278. Разрез автодизеля Крупп 135 \varnothing ×200.

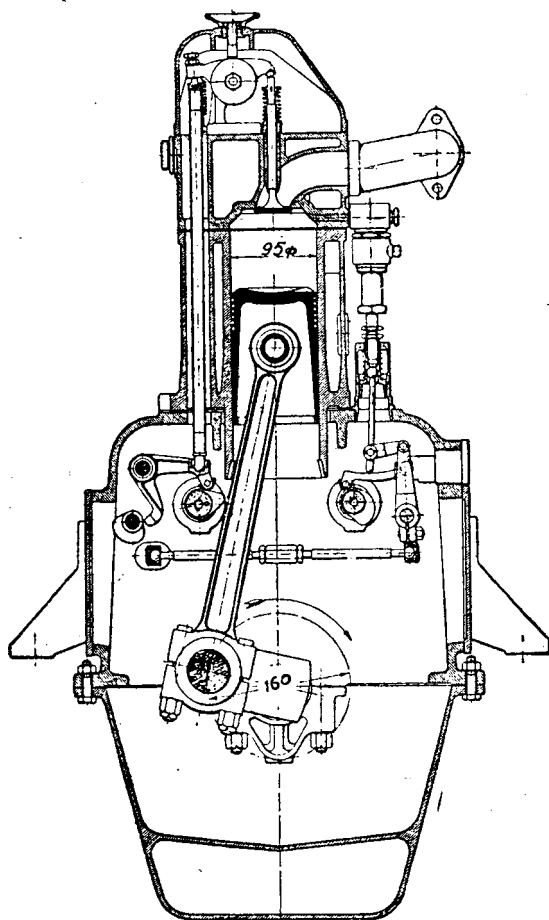
Двигатель Дорнера, построенный фирмой железнодорожных сигналов Макс Юдель, на заводе Георгмариенхютте в Оснабрюке, имеет 4 цилиндра 95×160 , особенностью его является то, что насос с форсункой каждого цилиндра находятся в одном корпусе.

Двигатель подробно исследован проф. Нейманом, Ганновер, докладывавшем об этом на заседании V. D. I. в 1927 г.¹ (фиг. 279—286).

Данные по этому двигателю взяты из этого доклада и не требуют никаких дальнейших пояснений.

Нормально двигатель работает с 50% избытком воздуха. Высшая же мощность в 35 л. с. при $n=1\ 000$ и $p_c=7\text{ кг/см}^2$ и продолжительной работе была достигнута при 15% избытка воздуха.

Экономический коэффициент полезного действия составлял при этом 30%, механический коэффициент полезного действия—70%. Конечное давление сжатия равно 30 атм., наивысшее давление сгорания $p_s \approx 60$ атм., наивысшее число оборотов $n=1\ 200$, при холостом ходе $n=400$. Хорошее внутреннее смесеобразование происходит очевидно только от того движения воздуха, которое вызывается вытесняющим действием скошенного и плотно подходящего к головке цилиндра днища поршня.



Фиг. 279. Разрез автодизеля Дорнера (Акц. О-во Макс-Юдель).

Форсунка легко вынимается, не требуя отнятия или перестановки топливного насоса.

¹ V. D. I. 1927 г., стр. 783.

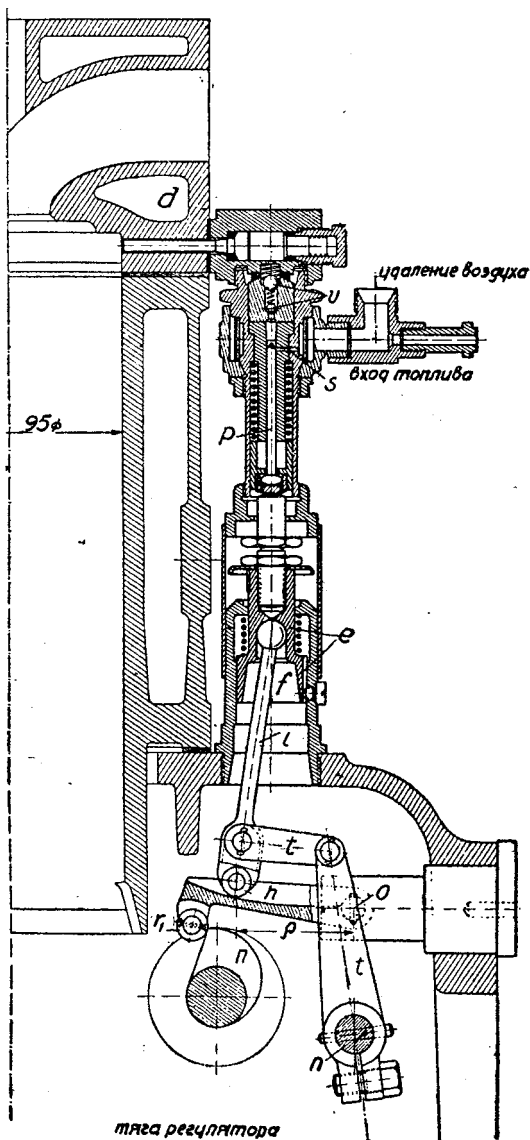
В настоящее время Дорнер стремится к созданию кругового движения воздуха в цилиндре, получаемого не заширмленным впускным клапаном, но наклонным листом перед гнездом впускного клапана, допускающим тангенциальный вход воздуха в цилиндр.

По этому принципу Дорнер построил в 1924 г. маленький двигатель с воздушным охлаждением, 2-цилиндровый $70 \varnothing \times 100$ V-образной формы, развивающий нормально 5 л. с. при $n=1400$ и имеющий наивысшее число оборотов $n=1800$. Расход топлива составлял 275 г на э. с. ч.¹

В 1928 г. Дорнер построил на заводах Паккарда, в Детройте, звездообразный 9-цилиндровый четырехтактный авиадвигатель с воздушным охлаждением ($127 \varnothing \times 140$). Степень сжатия 14, шатунный механизм рассчитан на наивысшее давление в 94 атм. Наивысшее число оборотов двигателя 1700—1800 об./мин., мощность около 160 э. л. с., удельный вес около 1,4 кг/л. с.¹. Двигатель совершил удовлетворительный пробный полет; более подробные данные отсутствуют.

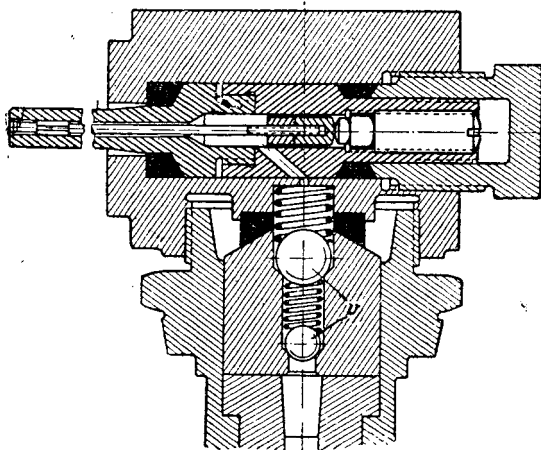
Мотоциклетный дизель Фрей и Фишера от 1924 г. показан на фиг. 287. Цилиндр имел $80 \varnothing \times 90$, мощность составляла 6 л. с. при $n=2400$ и расходе 250 г газаля на л. с. ч., (данные строителя).

¹ «Journal of S. A. E.» Februar 1929 г.



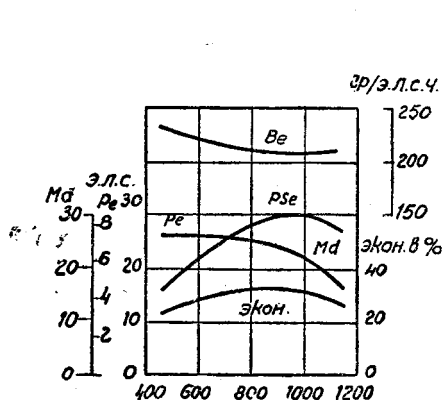
Фиг. 280. Разрез насоса двигателя Дорнера.

Сблокированные насос и форсунка показаны на фиг. 288. Кулачок через переставной промежуточный рычаг действует на плунжер, обратное движение которого осуществляется пружиной. Над плунжером находится всасывающий клапан, который открывается тягой, связанной с плунжером, и закрывается пружиной при ходе нагнетания. Перестановкой промежуточный рычаг изменяет ход плунжера, а следовательно, и подаваемое количество топлива плунжером насоса. Начало впрыскивания остается неизменным, так как кулачок специальной формы. Нагруженная пружиной форсуночная игла открывается давлением топлива.

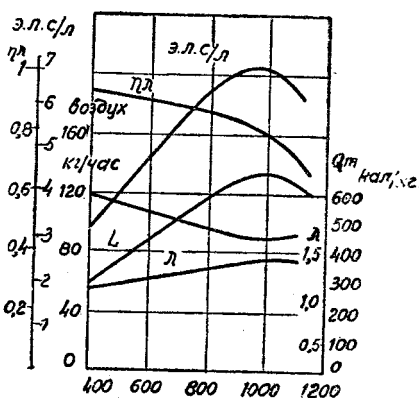


Фиг. 281. Разрез форсунки двигателя Дорнера.

Д-р Фрей за последние годы на заводах Линке-Гофман развил свой первый мотоциклетный двигатель дизеля в двигатель для грузо-



Фиг. 282. Характеристика Дорнера. Pe —эффективная мощность. Be —расход топлива. P_e —среднее эффективное давление. M_d —крутящий момент. η_s —экономический коэффициент полезного действия (на фиг. опущено).

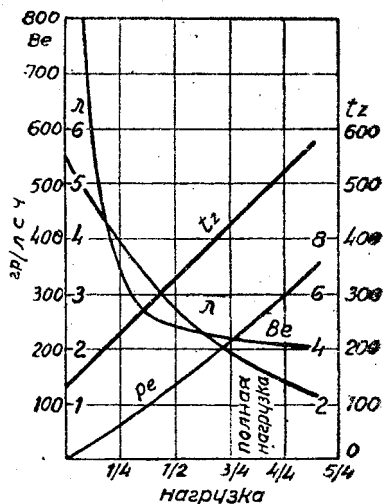


Фиг. 283. Э.л.с./л—литражная мощность. L —часовой расход воздуха. λ —коэффициент избытка воздуха. η_s —коэффициент подачи. Q_m —теплотворная способность смеси при различных оборотах (Дорнер-Дизель).

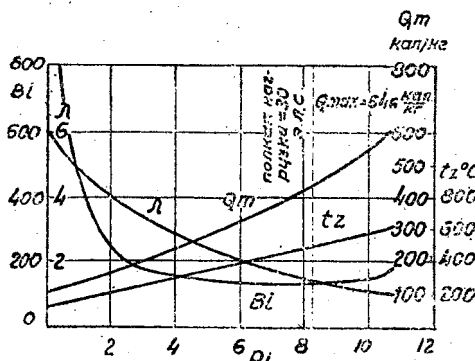
вика, показанный на фиг. 289. Двигатель ($115\varnothing \times 165$) развивает при 4 цилиндрах 50 л. с., при $n=1\ 200$ и 60 л. с. при $n=1\ 500$. При шести цилиндрах 90 л. с. при $n=1\ 300$ соответственно $p_e=5,35\text{ кг/см}^2$. Вес

составляет около 10—12 кг/л. с. Конечное давление сжатия 28 атм., наивысшее давление должно составлять только 42 атм.

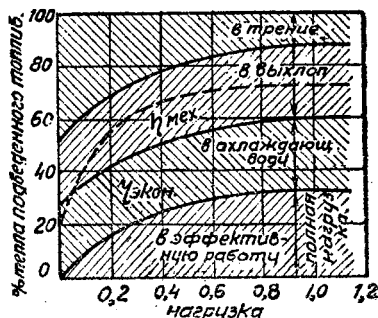
Как в дизелях Г. Р. Рикардо и Дорнера, так и в дизеле Фрейя у каждого цилиндра имеется заблокированный насос с форсункой и выполнен как отдельный легко отнимаемый элемент. Сблокированный насос с форсункой показан на фиг. 290 (по патентному чертежу). Особенность заключается в том, что всасывающий клапан находится над форсункой, так что постоянно автоматически происходит удаление воздуха из насоса, так как всасывающий клапан еще открыт во время первой части хода нагнетания, поэтому пузырьки воздуха тотчас попадают во всасывающий трубопровод и оттуда в бак, прежде чем начнется процесс впрыскивания.



Фиг. 284. Расход топлива и B_e —среднее эффективное давление, p_e —температура отходящих газов. t_z —коэффициент избытка воздуха— λ , в зависимости от нагрузки при $n=1000$ (Дорнер-Дизель).

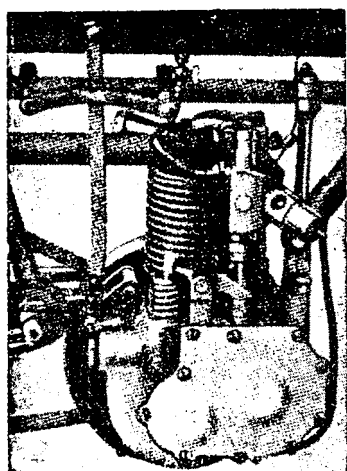


Фиг. 285. B_l —расход топлива. λ —коэффициент избытка воздуха, Q_m —теплотворная способность смеси, t_z —температура отходящих газов в зависимости от среднего индикаторного давления при $n=1000$ (Дорнер-Дизель).

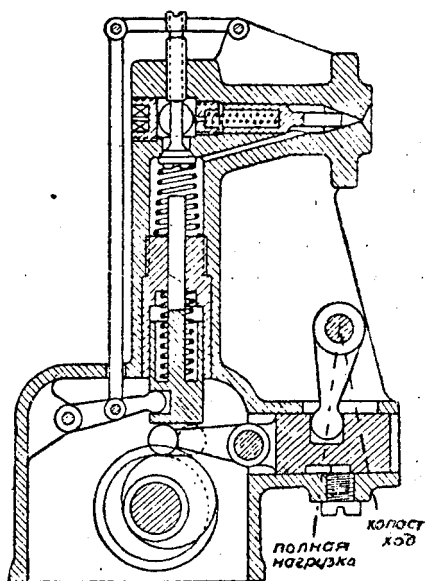


Фиг. 286. Тепловой баланс дизеля Дорнера.

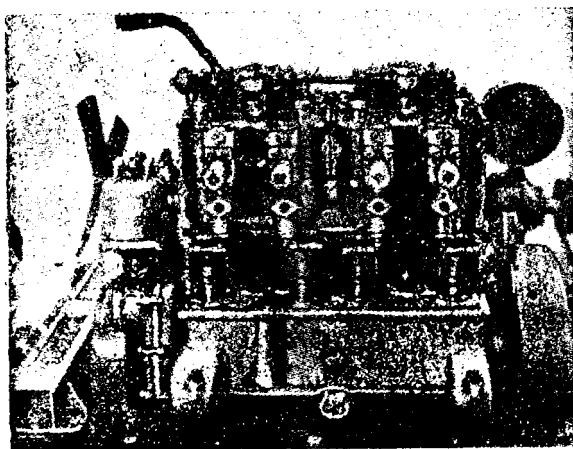
Плунжер 4 от кулачкового вала приводится поводком 2, а обратный ход всасывания—сильной пружиной (на патентном чертеже схематически обозначено кривошипной передачей и длинной направляющей 3). В последнем случае поводок 2 под действием сильной пружины движется вниз и при этом своим плечом 9 открывает всасывающий клапан 8, и плунжер 4 засасывает топливо в пространство насоса 6. Во время первой части хода нагнетания всасывающий клапан,



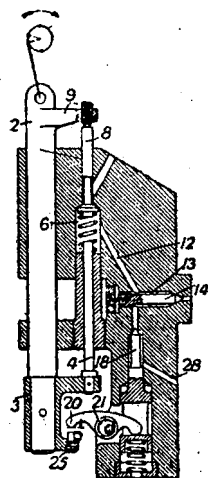
Фиг. 237. Мотоциклетный дизель
Фрей и Фишер (1924).



Фиг. 238. Насос и форсунка мотоциклетного дизеля Фрей.



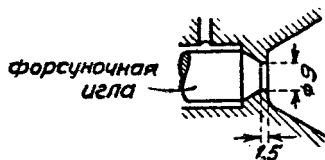
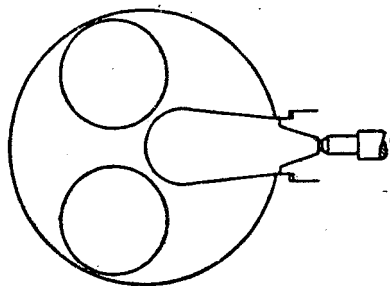
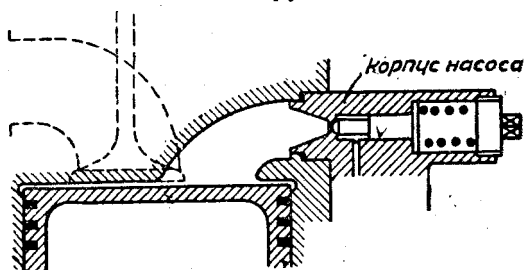
Фиг. 289. Дизель Фрей завода Линке Гофман-Гут Верке.



Фиг. 290. Схема впрыскивающего устройства автодизеля Линке Гофман.

как было сказано, остается открытым, так что пузырьки воздуха могут удаляться. Подача топлива начинается тогда, когда закрывается всасывающий клапан. При этом топливо через канал 12 нагнетается в кольцевое пространство 13, и игла 14 открывается давлением топлива. Процесс впрыскивания прерывается открытием отсечного клапана 18, приводимого также от поводка 2 через качающийся рычаг 21, однако в различные моменты соответственно нагрузке.

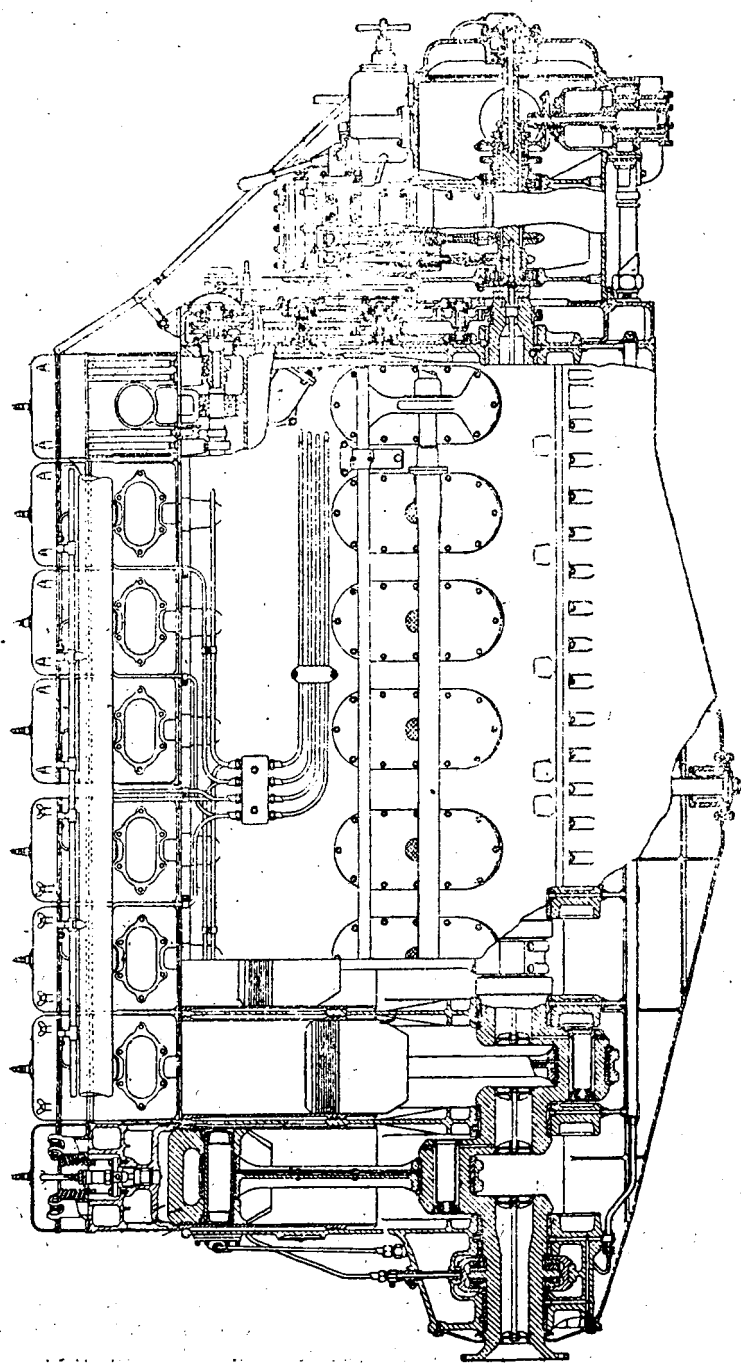
Двигатель работает тотчас после пуска, даже если он был холодным, совершенно бездымно и бесшумно, но для автомобильного двигателя слишком неспокойно. Он находит преимущественное применение для электрических генераторов на судах и т. п.



Фиг. 291. Схема камеры сгорания и форсунки дизеля Линке-Гофман.

Двигатели для дирижаблей имеют 8 цилиндров, расположенных в ряд, размер цилиндров 210×305 , максимальная мощность 650 л. с. при $n=1000$, $p_c=6,9 \text{ кг/см}^2$, но нормальная мощность только 585 л. с., в то время как надеялись получить нормальную мощность 700 л. с. Число оборотов холостого хода $n=250$. Его вес 1 650 кг, следовательно, около $2,8 \text{ кг/л. с.}$ (по полуофициальным данным $3,65 \text{ кг/л. с.}$), при выполнении картера заодно с цилиндрами из алюминиевого литья. Предыдущая конструкция, выполненная из стального литья, весила 2 150 кг.

Двигатели нереверсивные и снабжены переставным винтом диаметром 5 м, которым осуществляется задний ход, обязательно необходимым для дирижабля при спуске, особенно при причаливании к мачте.



Фиг. 292. Дизель для дирижабля «Горнадо» Бермюр.

Авиодвигатель имеет только 6 цилиндров тех же размеров и развивает 750 л. с. при $n=1\ 400$ ($p_e=7,5\text{ кг/см}^2$). Он весит только 1 050 кг вследствие широкого применения электрона, следовательно, около 1,4 кг/л. с., но, кажется, еще не окончательно испытан.

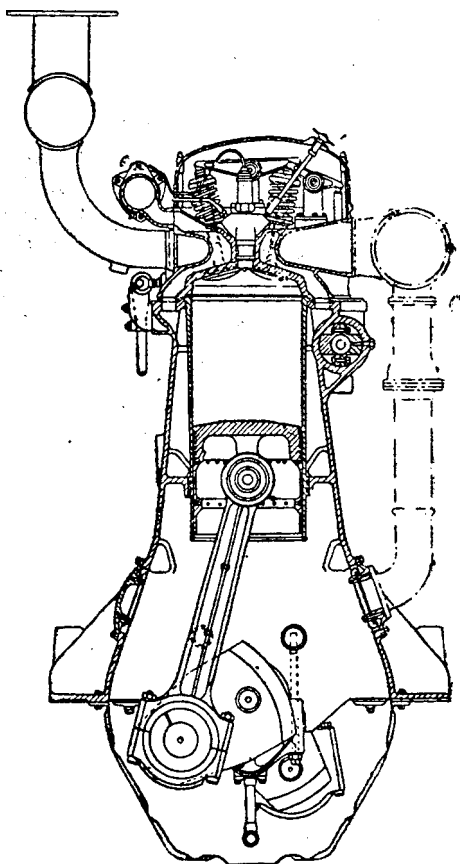
Расход топлива при полной нагрузке составляет 178 г газаля на л. с. ч. Это дает экономию в весе около 30% забираемого топлива, что при длительных полетах компенсирует более тяжелый вес двигателя.

Коленчатый вал длинных 8-цилиндровых двигателей для дирижаблей создает большие затруднения при работе из-за явления резонанса, что обнаружилось только тогда, когда запустили двигатель с воздушным винтом. Как раз при $n=930$ —950 находится критическое число оборотов. 8-цилиндровая конструкция с расположением в ряд была выбрана потому, что она дает наилучшую доступность к двигателю в узкой моторной gondole.

Чертежи дизелей для дирижабля показаны на фиг. 292 и 293¹. Цилиндры 210Ø×305 отлиты из легкого металла вместе с верхней частью картера.

Головка цилиндров из алюминиевого литья с запрессованными из хромоникелевой стали клапанными гнездами. На каждый цилиндр имеются по два впускных и выпускных клапана. Форсунка закрытая с дифференциальной иглой, расположена центрально, имеется предохранительный клапан.

Стальные рабочие втулки усилены на верхнем конце и так расположены в блоке, что непосредственно охлаждаются водой. Шатуны стальные, обработаны кругом, имеют бронзовые втулки для поршневого болта и вкладыши из фосфористой бронзы с белым металлом для цапф кривошипа. Поршневые болты из термически обработанной никелевой стали, алюминиевые поршни имеют 6 чугунных поршневых колец и одно маслосбрасывающее под поршневым болтом.

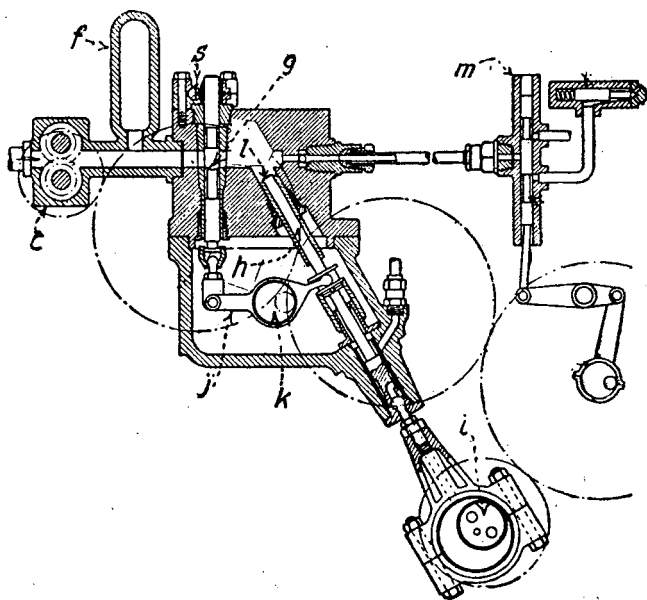


Фиг. 293. Поперечный разрез дизеля для дирижабля Бэрдмор.

¹ «Engineering» от 21/IX 1928, The Automobile Engineer, februar 1929 г.

Распределительный вал находится в отдельном картере и соединен с коленчатым валом цилиндрическими шестернями, которые все снабжены шариковыми подшипниками. Передача к клапанам осуществляется короткими толкателями и коромыслами. Для более легкого пуска в ход предусмотрено декомпрессионное устройство.

Все топливные насосы соединены вместе и расположены в задней части двигателя. Плунжеры приводятся маленькими эксцентриками, сидящими на продолжении коленчатого вала, причем на каждые два



Фиг. 294. Схема топливного насоса дизеля Бэрдмор.

цилиндра качает один плунжер. Это является возможным благодаря распределительному цилиндрическому золотнику.

Способ работы насоса и впрыскивающего устройства виден из фиг. 294.

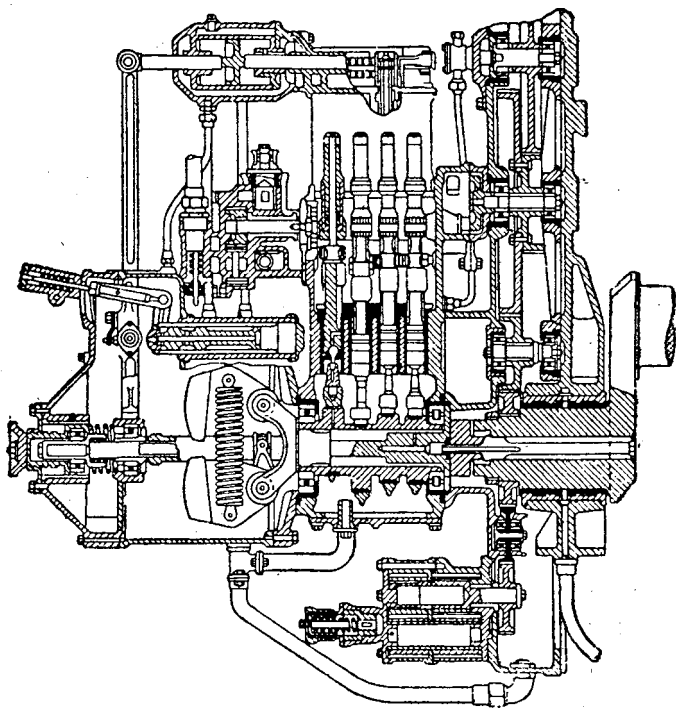
Шестеренчатый насос *e* засасывает топливо из бака и нагнетает его во всасывающий трубопровод топливного насоса; *f*—воздушный колпак, служащий для уравнивания пульсаций и как аккумулятор; *g*—распределительный золотник; *h*—движущийся с числом оборотов коленчатого вала плунжер, проводимый от эксцентрика *i*. Распределительный золотник *g* приводится плунжером *h* через двухплечий рычаг *j*, качающийся около переставного эксцентрика *k*. Насос соединен с форсунками трубопроводом через распределительный золотник *m*. Последний попеременно включает ту или другую форсунку.

Распределительный золотник *g* имеет 2 заточки на своей окружности; между ними получается винтовая поверхность. Эта поверхность

перекрывает трубопровод к баку в различное время, смотря по положению эксцентрика *к*; этим регулируется момент впрыскивания.

С помощью маленькой рейки можно повернуть золотник *г* около своей вертикальной оси, так что простирающаяся вверх и вниз средняя распределительная поверхность, всасывающий канал и пространство насоса перекрываются различно; этим регулируется впрыскиваемое количество.

Форсунка с дифференциальной иглой имеет пять выходных отверстий, давление впрыскивания равно 560 атм. Из-за плоской формы



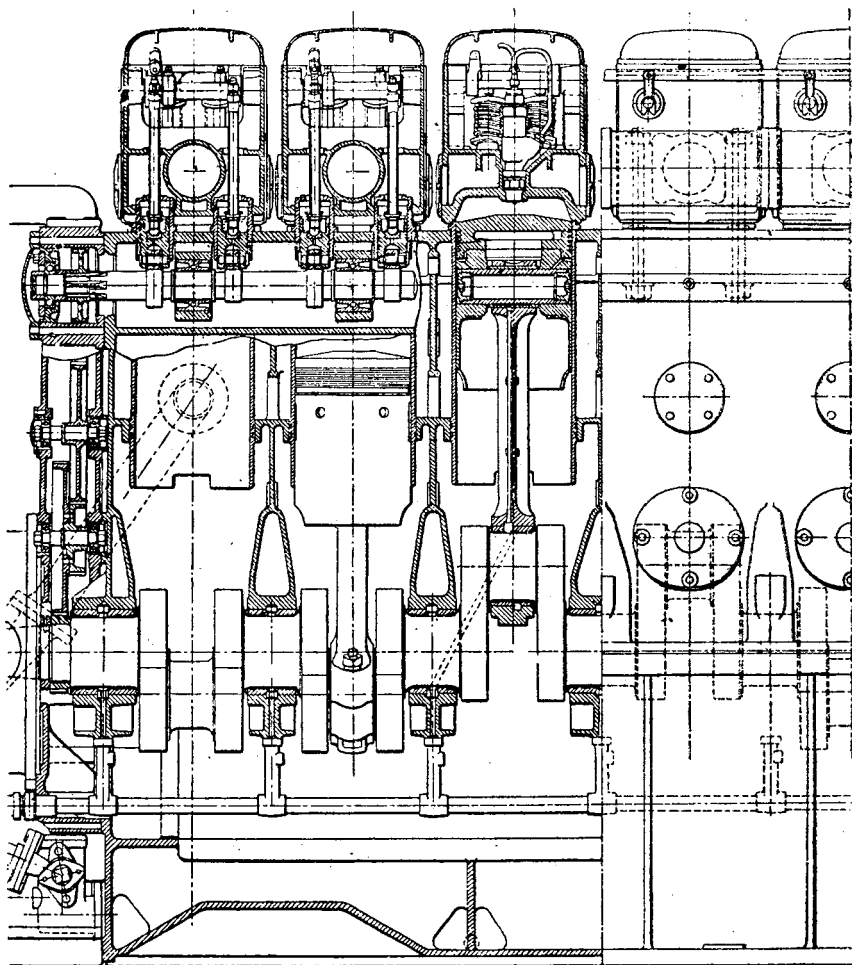
Фиг. 295. Разрез топливного насоса дизеля Бэрдмор.

пространства сгорания очевидно отказались от планомерного завихривания воздуха.

Параллельно с этим двигателем конструировался 6-цилиндровый двигатель дизеля (фиг. 296 и 297), дающий при $216\varnothing \times 305$ и $n=750$ мощность 300 л. с. и имеющий вес 5,9 кг/л. с. Подшипники имеют стальные вкладыши с белым металлом, поршни удлинены и состоят из двух частей, верхняя часть из специального сплава *У*, нижняя—из сплава алюминия с медью, 4 уплотнительных кольца и 1 масло-сбрасывающее.

Кроме того, фирма строит еще другие размеры цилиндра $305\varnothing \times 305$ 12-цилиндровый V-образный двигатель должен развивать 1200 л. с.

при $n=750$ и 1 500 л. с. при $n=900$; вес 10 000 кг. 18-цилиндровый V-образный мотор должен развивать 2 000 л. с. при $n=750$. Эти двигатели предназначены для тепловозов с электрической передачей и быстроходных теплоходов. Двигатель в 300 л. с. при 6 цилиндрах

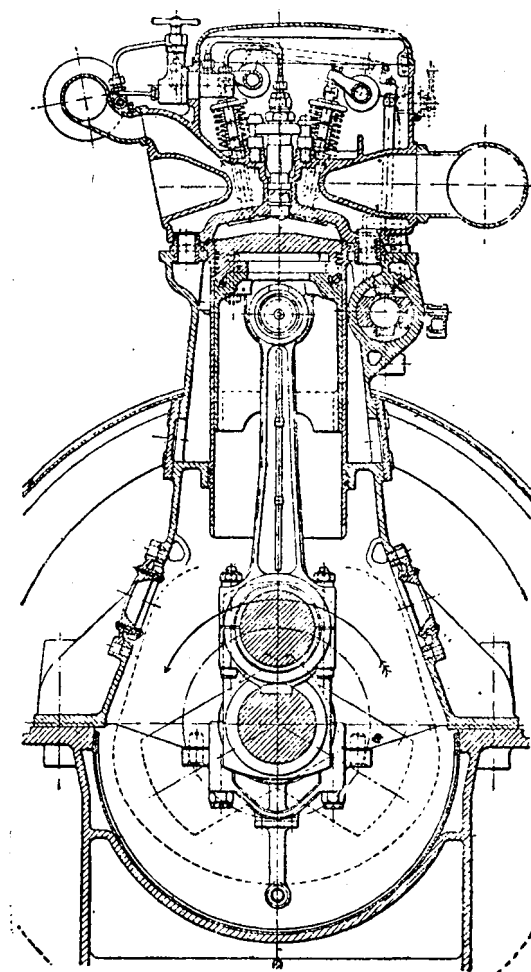


Фиг. 296. Продольный разрез 6-цилиндрового дизеля Бэрдмор $216\varnothing \times 305$.

оправдал себя в многолетней работе на многих тепловозах с электрической передачей канадских жел. дорог.

Американский дизель Фуса показан на фиг. 298. Он строится, как 2-, 4-, 6- и 8-цилиндровый с $216\varnothing \times 280$ и имеет число оборотов в пределах $n=300$ и $n=900$. Продолжительная мощность указана в 33 л. с. при $n=600$ на цилиндр, наивысшая—в 60 л. с. при $n=900$ соответственно $p_e=5 \text{ кг/см}^2$. Удельный вес колеблется от 13,5 кг до 28 кг/л. с., смотря по числу цилиндров и мощности.

Топливные насосы расположены в передней части двигателя и так сконструированы, что один кулачок приводит 2 плунжера. Регулирование производится перепускным клапаном, полезный ход плунжера составляет даже при полной нагрузке только $\frac{1}{4}$ всего хода.



Фиг. 297. Поперечный разрез дизеля Бэрдмор.

Коробчатый цилиндрический блок делается даже для 8-цилиндрового двигателя из одной отливки. Вставные стальные рабочие втулки уплотнены снизу резиновыми сальниками. Поршни чугунные, смазка цилиндра разбрызгиванием. Пустотелые поршневые пальцы закреплены в бобышках болтами и зафиксированы разводными кольцами. Смазка к верхней головке шатуна подводится по трубке от нижней головки. Коленчатый вал расположен в нижней части картера. Два впускных

и два выпускных клапана на цилиндр. Форсунка с дифференциальной иглой в центре крышки цилиндра. Год выпуска—1927.

Двигатель дизеля английской фирмы Рустон и Горнсби показан на фиг. 301. При $305\varnothing \times 445$ цилиндровая мощность составляет 55 л. с. при $n=300$. Двигатель предназначен главным образом для привода судовых динамо. Поршень составной, так что можно сменять только верхнюю часть. На фиг. 302 показана выемка поршня (год выпуска 1927).

Интересна форма пространства сгорания, где создаются довольно сильные вихри от вытесняющего действия поршня.

Двигатель дизеля для подводных лодок английской фирмы Виккерс показан на фиг. 303.

16-цилиндровый двигатель $356\varnothing \times 376$ развивает при $n=450$ мощность 750 э. л. с., его вес 18 кг/л. с.

Продолжительная мощность, напр., при приводе электрического генератора составляет 500 л. с. при $n=350$ с 25% перегрузкой на продолжительное время. Среднее эффективное давление должно быть в этом двигателе 9,8 атм. Расход топлива составляет 192 г/с. ч.

1000-сильный 12-цилиндровый V-образный двигатель американской фирмы Мак-Интош и Сеймур (лицензия Атлас-Дизель, Стокгольм) показан на фиг. 304.

12 цилиндров имеют размер $356\varnothing \times 457$, число оборотов $n=325$, $p_e=5$ кг/см², вес 36,5 т, или 36,5 кг/л. с. Каждые два цилиндра расположены друг против друга, так что их шатуны охватывают рядом друг с другом одну цапфу кривошипа. Двигатель был предназначен для тепловоза с электропередачей и построен в 1925 г.

На фиг. 305 показан бескомпрессорный двигатель дизеля американца Трейбера, который должен при 12 цилиндрах $405\varnothing \times 405$ и $n=700$ иметь гарантированную мощность 3 000 л. с. соответственно $p_e=6,3$ кг/см². Расположение цилиндров аналогично предыдущему, и шатуны каждых двух цилиндров также работают на одну цапфу кривошипа.

Картер стального литья, оба цилиндрических блока (по шести цилиндров) отлиты из сплава меди и алюминия, (термически обрабатываемого) из этого же сплава отлиты и головки цилиндров, впускные и выпускные трубопроводы.

Втулки цилиндров кованые, стальные, твердость по Бринелю—275. Картер, цилиндрический блок и головка цилиндра соединены друг с другом длинными анкерными болтами, чем достигается жесткая конструкция.

Коленчатый вал из хромованадиевой стали представляет цельную поковку, обработанную кругом и высверленную.

Шатун также из хромованадиевой стали, одна из каждой двух головок шатуна вильчатая, другая—сплошная.

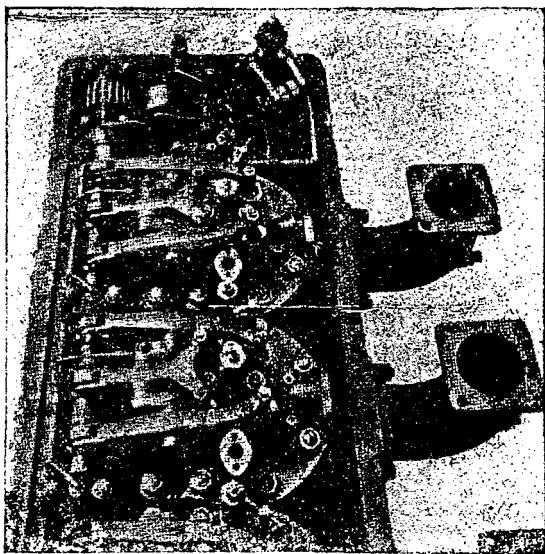
Коренные подшипники залиты белым металлом толщиной в 2,5 мм, шатунные—в 1,6 мм и не имеют никаких смазочных канавок.

Поршни отлиты из никелеалюминиевого сплава с залитыми трубками в днище для масляного охлаждения.

Все движущиеся части обеспечены циркуляционной смазкой под давлением.

Двигатель реверсивный, тормоз на закрытом маховике допускает быстрое реверсирование.

Общая длина двигателя, включая регулятор, насосы и т. д., составляет $\sim 6\ 000$ мм, его общая высота 2 700, наибольшая ширина 2 675 мм, вес 27 000 кг, или ~ 9 кг/л. с. Двигатель строится в Америке; два таких двигателя заказаны для быстроходных морских частных яхт, которые должны иметь скорость в 40 морских миль.

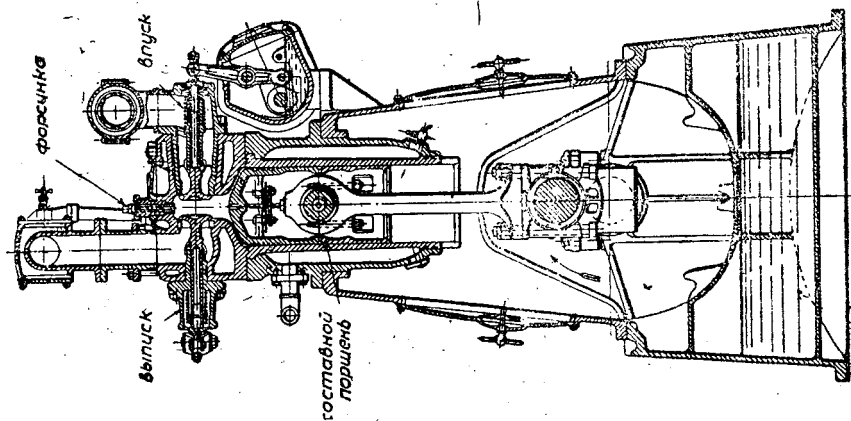


Фиг. 299. Головка цилиндра дизеля Фуса (крышка снята).

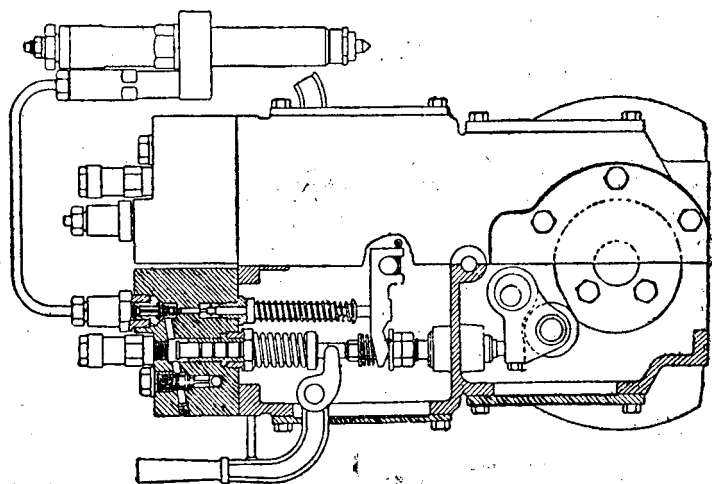
Для сравнения на фиг. 306 показан немецкий компрессорный двигатель дизеля для подводных лодок фирмы МАН, постройки 1918 г., который при 10 цилиндрах $530\varnothing \times 530$ при $n=390$ развивал также 3 000 э. л. с. при весе в $\sim 31,5$ кг/л. с.

Компрессорный двигатель Майбах показан на фиг. 308 и 309. 6 цилиндров ($140\varnothing \times 180$) отлиты в одном блоке, коленчатый вал и головки шатунов имеют роликовые подшипники, как и в других двигателях для дирижаблей Майбаха. По одному впускному и одному выпускному клапанам на цилиндр.

Двигатель Майбах имеет, кроме регулирования давления распыливающего воздуха, изменение сечения сопла, причем ход иглы остается постоянным. На фиг. 309 игла 5 окружена гильзой 4, которая может



Фиг. 301. Дизель Рустон и Горьбси.



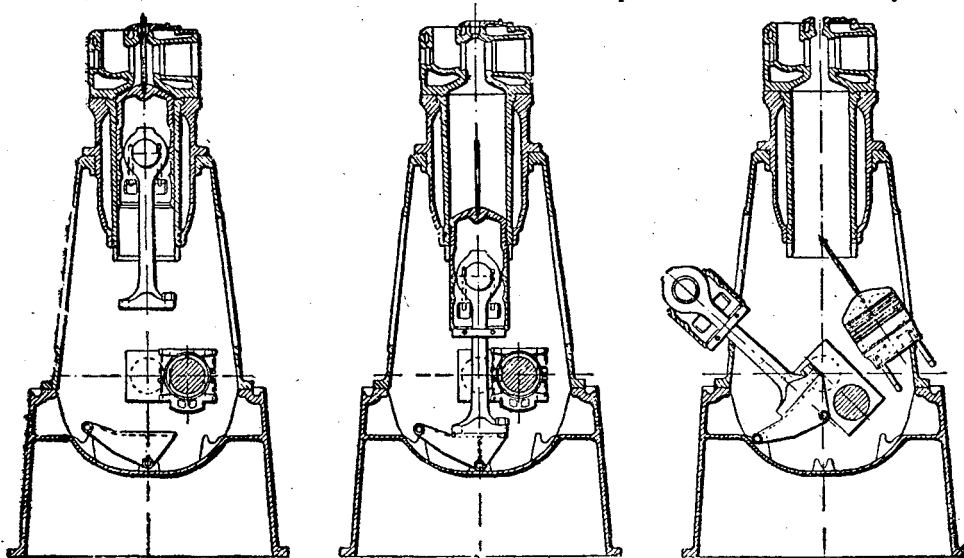
Фиг. 300. Насос дизеля Фуса.

подниматься или опускаться от переставного кулачка 8 посредством толкателя и этим изменять сечение между пластинчатым распылителем и отверстием сопла. Компрессор—трехступенчатый.

Нормальная мощность составляет 120 л. с. Наивысшая мощность 150 л. с. при $n=1\ 300$, расход топлива 185 г/э. с. ч., вес 1 200 кг, или 8 кг/л. с.

Компрессорным двигателем дизеля является также и двигатель Гиндля, машиностроительного и вагонного завода в Земмеринге, около Вены, строящийся, и возможно построенный, американскими держателями лицензий (фиг. 310).

У каждого рабочего цилиндра имеется компрессор, приводимый от распределительного вала и сжимающий распыливающий воздух



Фиг. 302. Выемка составного поршня дизеля Рустон и Горнеби.

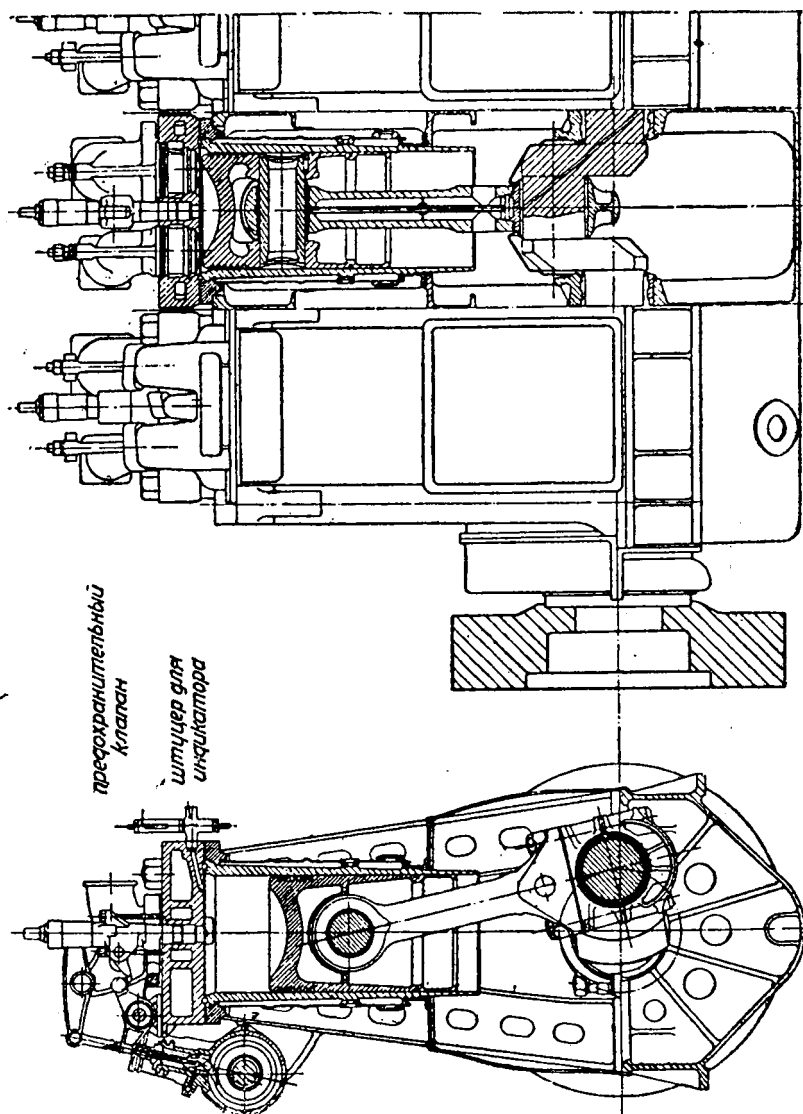
в одной ступени до 50 атм. и нагнетающий его через канал в головке цилиндра к форсунке. В головке цилиндра компрессора расположен всасывающий клапан, в то время как нагнетательным клапаном является форсуночная игла, перекрывающая также топливопровод. Подаваемое насосом топливо располагается в аккумуляторе под давлением, входит при открытии форсуночной иглы одновременно с распыливающим воздухом в форсунку и вдувается в камеру сгорания, где давление 28 атм. Загорание сопла не происходит, так как горячий воздух недолго находится в соприкосновении с нераспыленным топливом.

На фиг. 312 показан построенный в Америке 2-цилиндровый двигатель Гиндля, который должен работать при $n=1\ 150$.

Другой американский компрессорный маленький двигатель Климакс К-о, Клайнтон¹, двухтактный, шестицилиндровый (190Ø × 254).

¹ Motor Ship, New-Jork, Juli 1928.

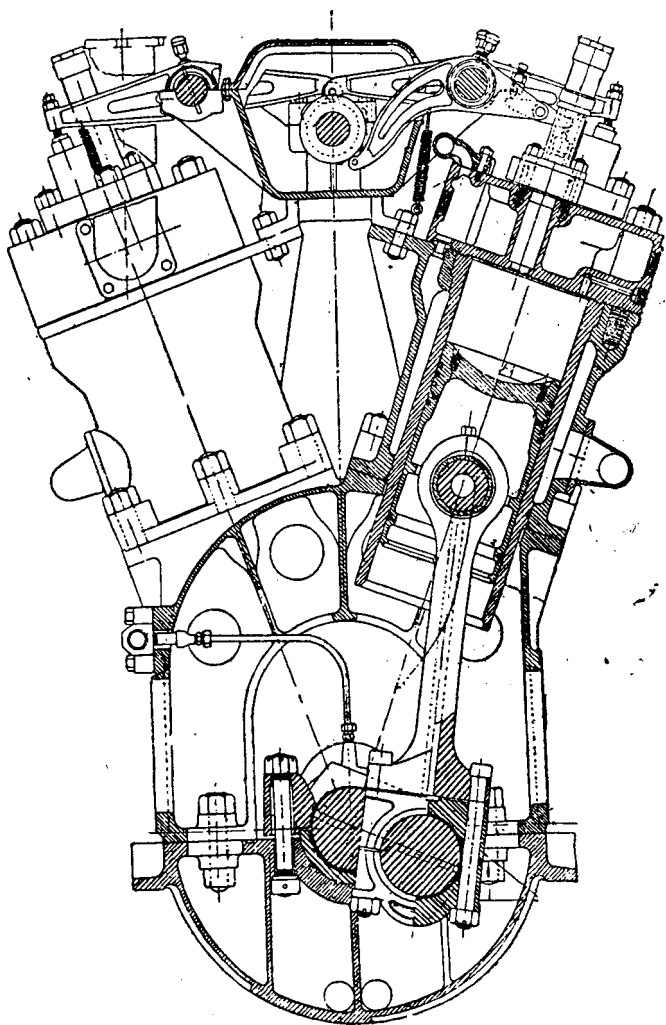
Он развивает 300 л. с. при $n=600$, вес 20 кг/л. с. У каждого цилиндра находится одноступенчатый компрессор, нагнетающий распыливающий воздух без промежуточного холодильника и ресивера прямо в форсунку.



Фиг. 303. 750-сильный 6-цилиндровый дизель для подводной лодки Виккерса 356Ø×376.

Французский Мортон-Дизель двухтактный 2-цилиндровый компрессорный двигатель 100Ø×160 с поршневым продувочным насосом двойного действия. Продувочный клапан расположен в головке цилиндра, а выпускные окна в нижней части цилиндра. При $n=1\,500$

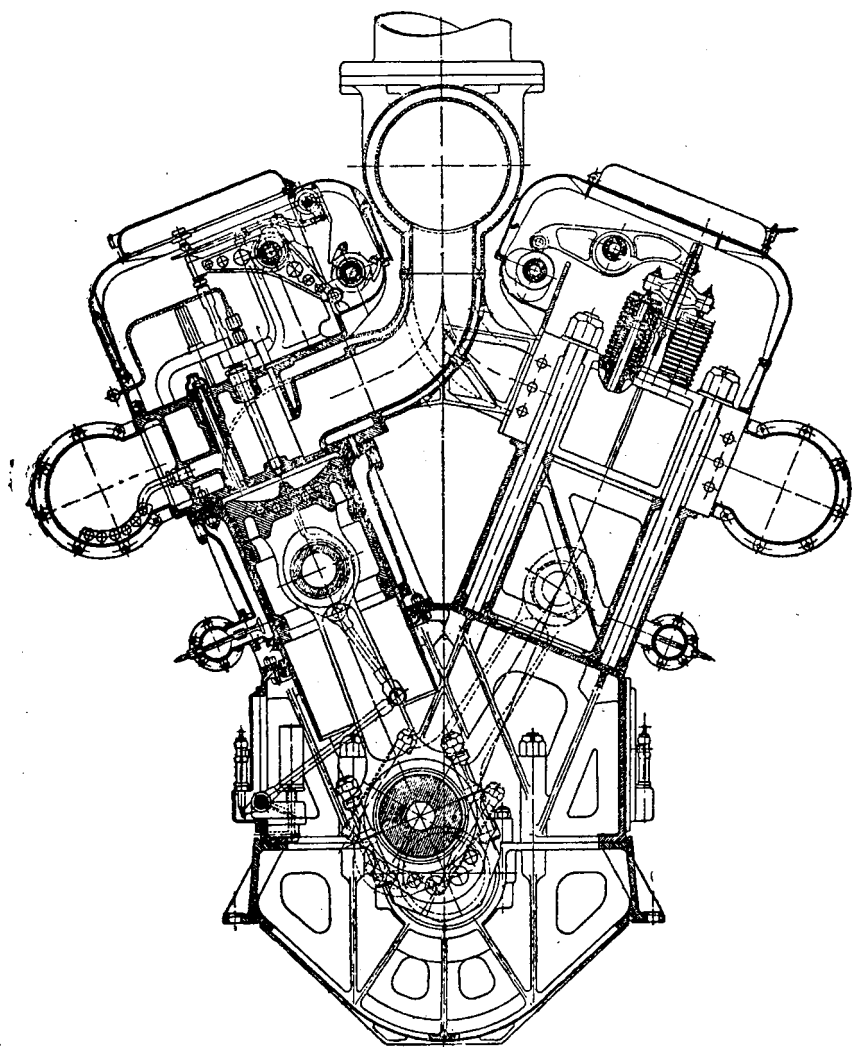
он должен развивать 30—40 л. с. Вес двигателя с маховиком 525 кг. Расход топлива по непроверенным данным 270 г/э. с. ч. Топливный насос подает топливо в аккумулятор (фиг. 314), откуда избыточное топливо перепускается через автоматический перепускной клапан



Фиг. 304. 12-цилиндровый 1000 сильный тепловозный двигатель Мак-Интош и Сеймур.

обратно в бак. Форсунка имеет две иглы, управляемых одним кулачком; одна игла управляет топливом, другая—распыливающим воздухом. Изменение количества топлива производится перемещением кулачкового валика с косыми кулачками. Одновременно происходит

также изменение количества распыливающего воздуха, так что соотношение распыливающего воздуха и топлива остается всегда постоянным. Распыливающий воздух подает маленький поршневой компрессор. Год постройки—1926/27.

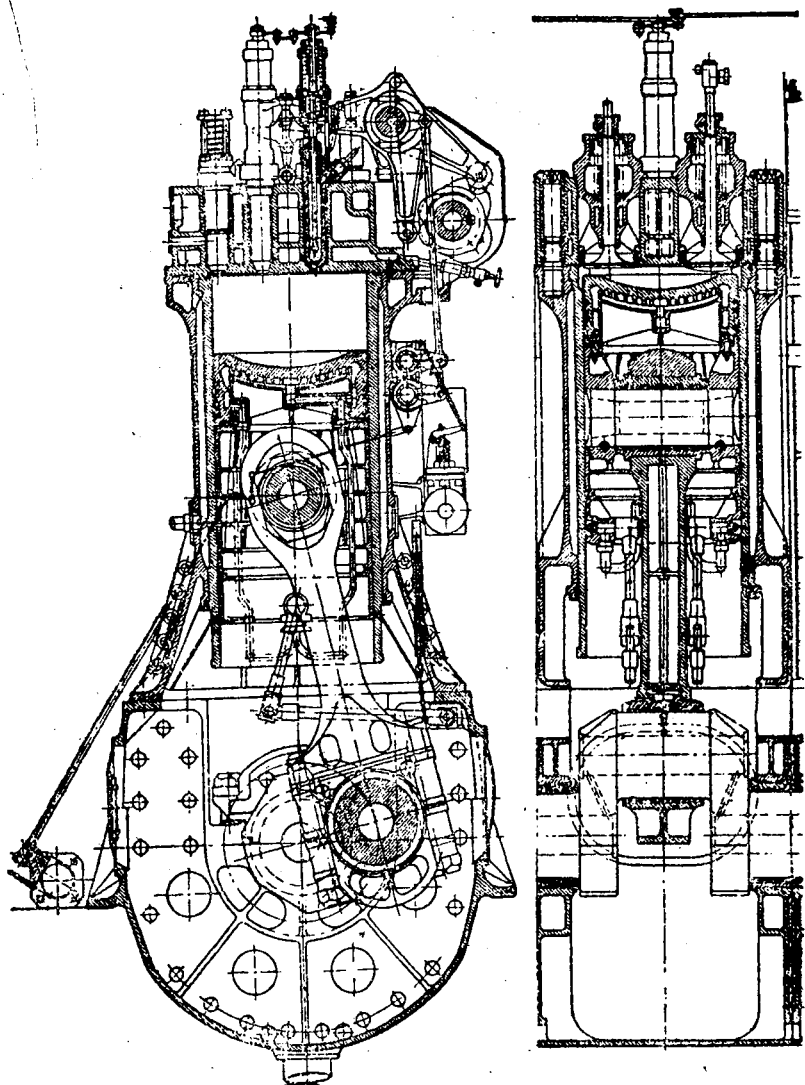


Фиг. 305. 12-цилиндровый 3000-сильный дизель Трейбера.

Впоследствии Мортон отказался от вдувания топлива и впрыскивает его только с помощью аккумулятора (фиг. 315).

Двигатель дизеля с вспомогательным компрессором показан на фиг. 316 и 317. Эта конструкция, недавно построенная Ф. Е. Биле-

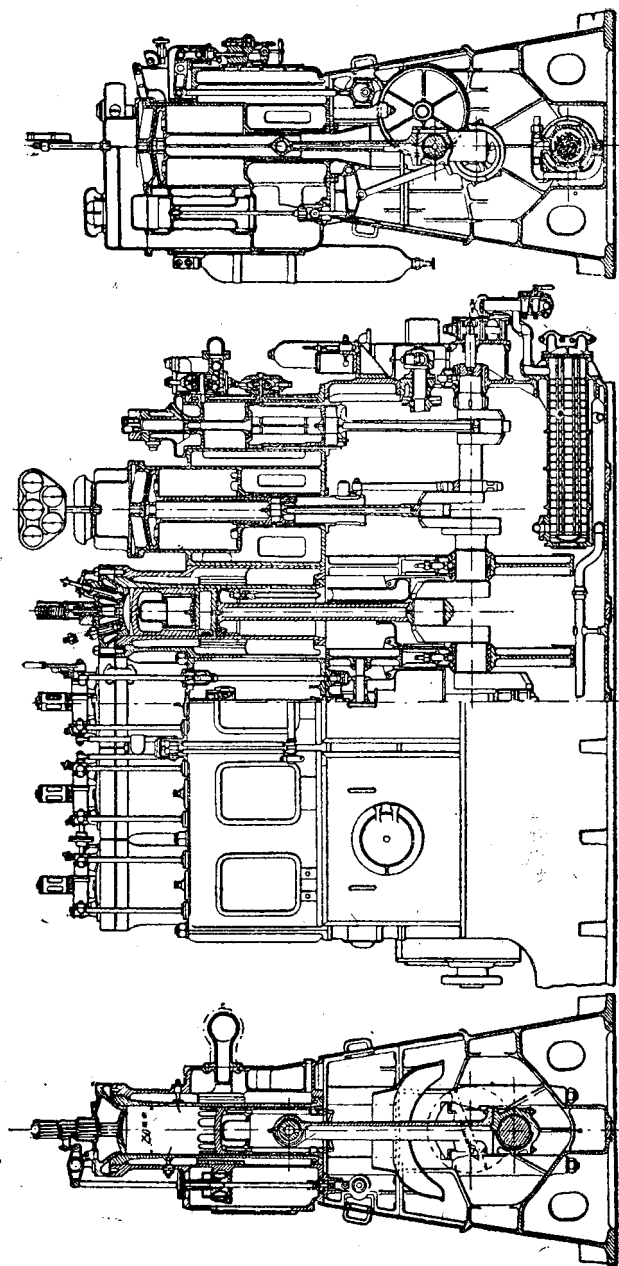
фельдом, имеет 4 цилиндра по 35 л. с. при $n=1\ 500$ и проданная в Америку, очевидно послужила моделью для американского двигателя Комминса. Пространство сгорания расположено сбоку в головке



Фиг. 306. Компрессорный дизель для подводных лодок МАН в 3 000 э. л. с.

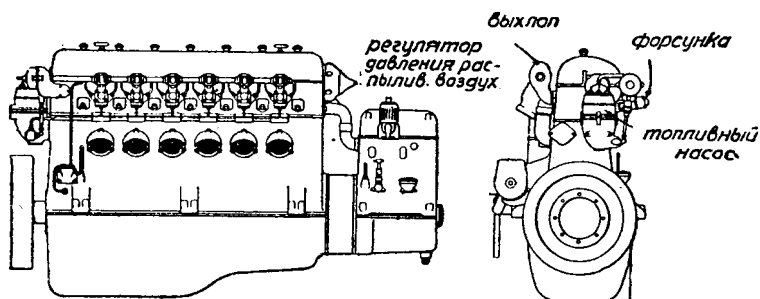
цилиндра, и над ним находится впрыскивающее устройство с вспомогательным компрессором.

В неподвижно соединенном с цилиндром вспомогательном поршне расположен всасывающий клапан для воздуха и топлива (по Бронсу). Вспомогательный цилиндр движется по этому поршню. Его днище

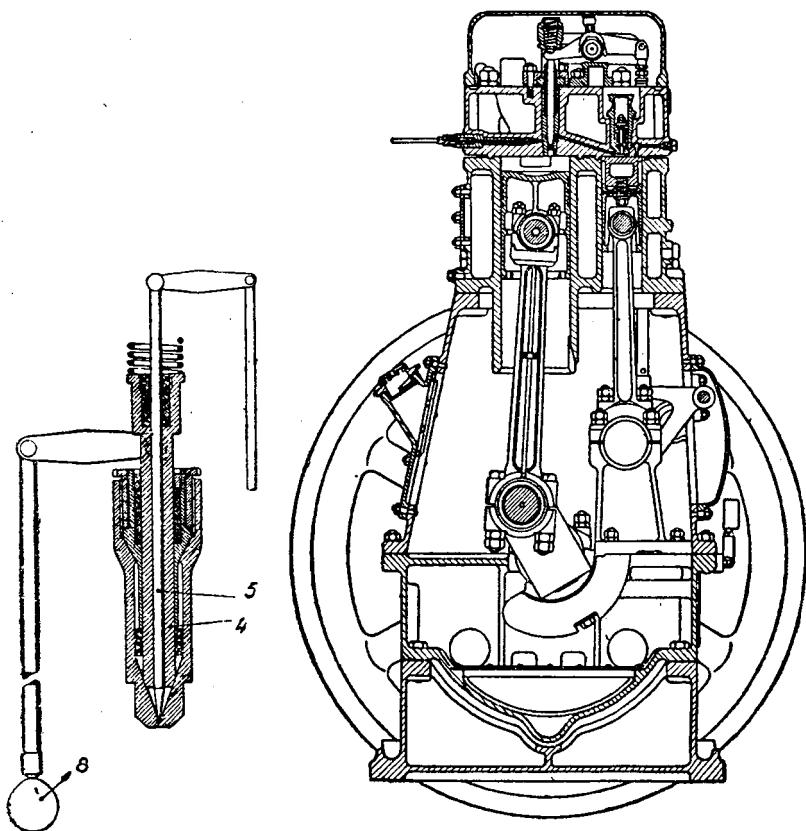


Фиг. 307. Судовой компрессорный дизель Фиат $250Z \times 450$, 240 э. л. с, при $n=270$, год постройки 1928.

имеет углубление, где и размещается топливный заряд. Принудительно открываемый топливовоздушный впускной клапан имеет



Фиг. 308. Компрессорный дизель Майбах.

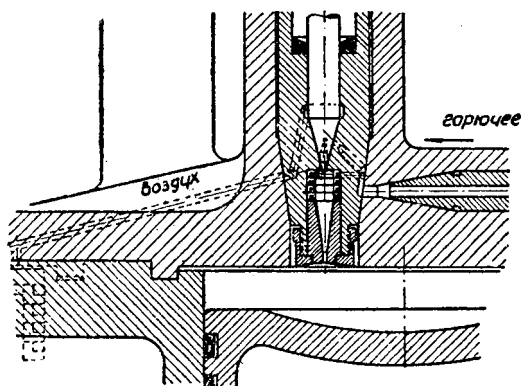


Фиг. 309. Форсунка Майбах.

Фиг. 310. Компрессорный дизель Гиндля с одноступенчатым компрессором.

цапфу, входящую в отверстие углубления вспомогательного цилиндра, что предохраняет его от загрязнения коксом. Одновременно

цапфа дросселирует выход газов из углубления в камеру сгорания. Когда вспомогательный цилиндр быстро движется вниз, тогда в углублении образуется разрежение, одновременно открывается топливовоздушный клапан. Как только разрежение уравнивается, клапан закрывается.



Фиг. 311. Форсунка дизеля Гиндля.

Во время хода сжатия горячий воздух проникает в вспомогательное пространство (углубление), где образует горючую смесь из топливных паров и воздуха. Вспомогательный цилиндр опускается вниз под давлением распределения до момента впрыскивания, когда распределение освобождает поршень, так что он под влиянием избыточного давления в камере сжатия летит вверх. При этом горючая смесь в вспомога-

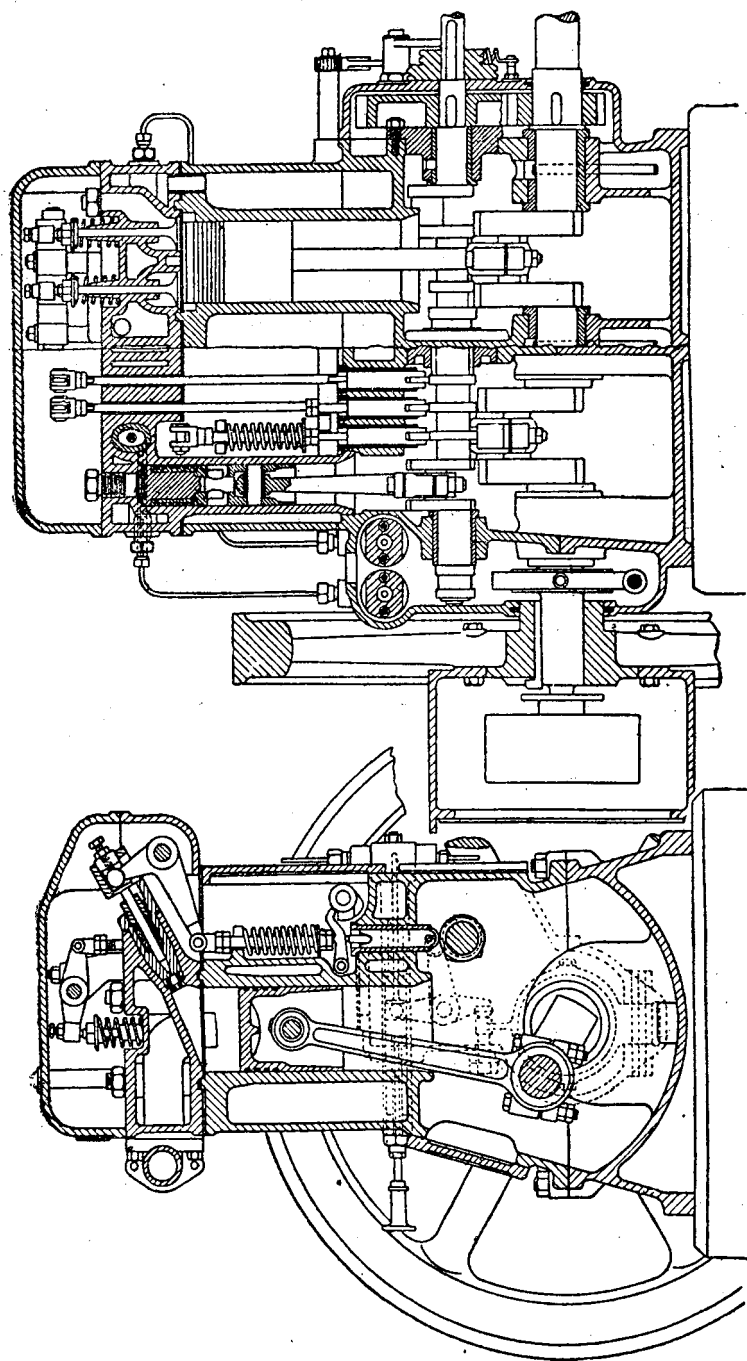
тельном пространстве сжимается до температуры выше температуры воспламенения. Она взрывается и образовавшиеся сжатые газы выбрасывают жидкое топливо, расположенное в углублении в камеру сгорания, где оно сгорает.

Устройство требует сильных тяг и очень шумно. Для высоких чисел оборотов оно совсем непригодно, и Билефельд оставил эту конструкцию. Присасывание топлива в отношении точности регулировки также создало затруднения, так что перешли к регулировке топлива насосом низкого давления.

Есть еще одно конструктивное направление, которое стремится к тому, чтобы избежать сложных и также дорогих впрыскивающих насосов в автомобильных двигателях и обеспечить отмеривание и вдувание топлива гораздо более простым устройством маленького смешивающего насоса. Такие двигатели можно рассматривать, так сказать, как нечто среднее между карбюраторным двигателем и двигателем дизеля: внешнее смесеобразование с помощью особенного «карбюратора», кроме того, внутреннее смесеобразование путем сильного завихривания при самовоспламенении.

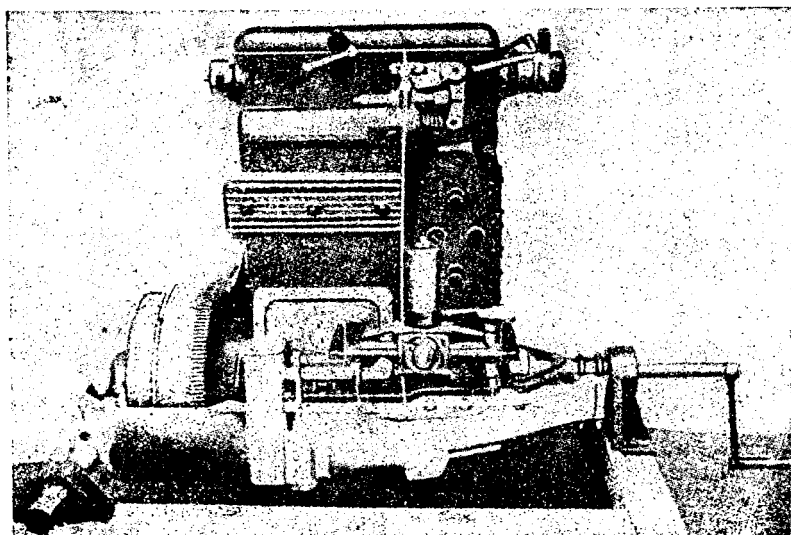
Подобное конструктивное решение предлагает, между прочим, немецкий конструктор Мэдлер. На фиг. 318 показан разрез двухтактного опытного цилиндра с распределительным золотником, построенного американским машиностроительным объединением Мэдлера. Не показанный на чертеже продувочный поршневой насос нагнетает продувочный воздух через расположенные сверху продувочные окна, выхлопные окна расположены внизу.

Справа виден приводимый от отдельного коленчатого вала маленький смешивающий насос, засасывающий смесь тогда, когда его поршень открывает в нижнем мертвом положении впускные окна.



Фиг. 312. Американская конструкция двигателя Гинля с упрощенным компрессором.

При этом засасывается не чистый воздух, но через карбюратор горячие выхлопные газы, которые вследствие высокого разрежения в смесительном насосе имеют скорость в карбюраторе до 150 м/сек. и потому хорошо распыливают тяжелое топливо. Эта богатая смесь горячих отходящих газов и топлива сжимается в смесительном насосе до 42 атм., причем она благодаря отсутствию кислорода не может самовоспламениться¹. Незадолго до в.м.т. эта смесь через наг-

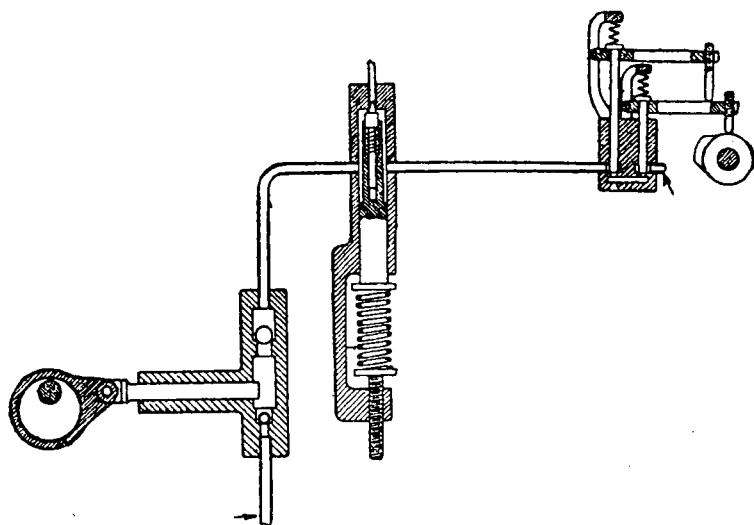


Фиг. 313. Общий вид дизеля Мортон.

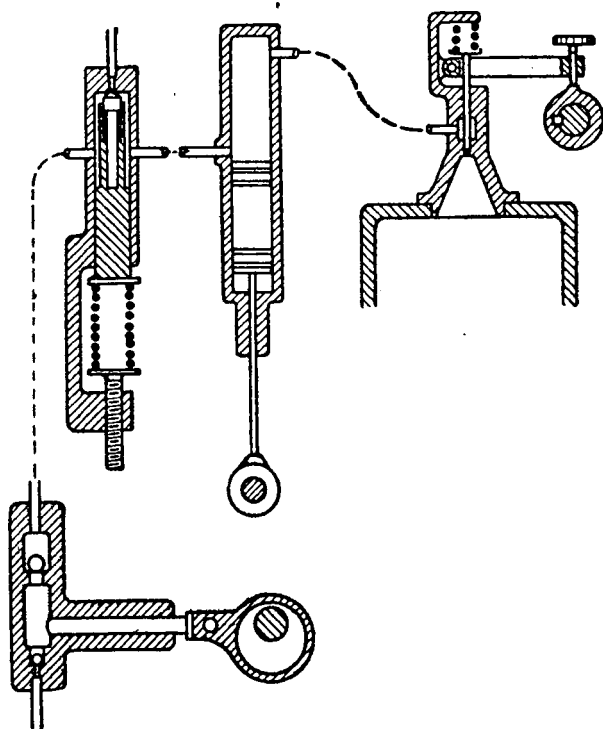
нетательный клапан в головке цилиндра смесительного насоса перегоняется в рабочий цилиндр, где в расширяющемся конусном сопле расширяется с 42 атм. до конечного давления сжатия в 25 атм. Смесь получает при этом большую скорость, благодаря которой хорошо завихривает содержимое пространства сгорания, самовоспламеняется и сгорает. Наивысшее давление сгорания составляет ~ 50 атм.

Шестицилиндровый двигатель той же фирмы (год постройки 1925—1926) показан на фиг. 319. Двухтактный с противоположно движущимися поршнями двигатель имеет подобно дизелю Юнкерса расположенный сверху поршневой продувочный насос двойного действия. Диаметр цилиндра 89 мм, ход верхнего поршня 82 мм, нижнего—102 мм, следовательно, $89 \times 184 \cong 1,15$ л на цилиндр. Нижний кривошип смещается относительно верхнего на $5—10^\circ$, давление продувки 0,35 атм. изб. Конечное давление сжатия ~ 25 атм. по мнению конструктора достаточно для надежного самовоспламенения «холодного» двигателя (что называется «холодным», сколько градусов Цельсия внешняя температура неизвестно), а для прогретого двигателя достаточно 18,2 атм.

¹ Небольшое количество кислорода в выхлопных газах имеется. (Прим. ред.)

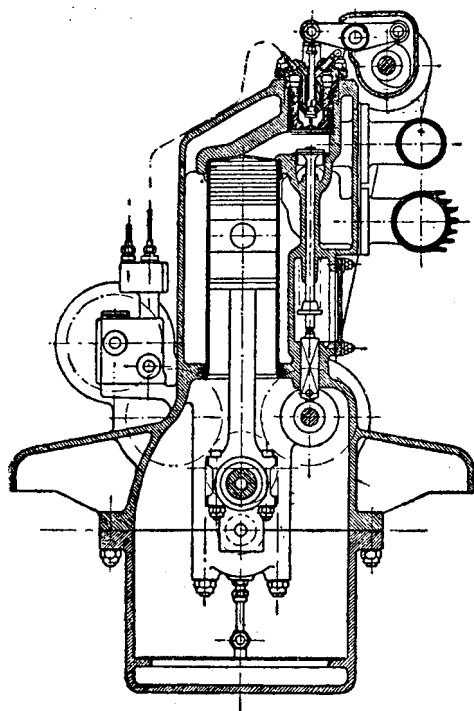


Фиг. 314. Схема вспрыскивающего устройства компрессорного дизеля Мортон.



Фиг. 315. Схема вспрыскивающего устройства безкомпрессорного дизеля Мортон.

Вдувание топлива происходит за 5° до в.м.т., наивысшее давление сгорания ≈ 42 атм. При большем давлении уже работает предохранительный клапан (на чертеже справа, слева—пусковой клапан). Это и понятно, так как насос сжимает смесь только до 42 атм., наивысшее давление сгорания не должно превосходить 42 атм., собственно



Фиг. 316. Дизель с вспомогательным компрессором Билефельда.

давление распыливания должно было бы быть еще значительно больше. Нижний поршень имеет насадок для завихривания воздуха, входящий с зазором в 1,5 мм в соответственное суженное пространство камеры сгорания. Это завихривание воздуха сказывается в довольно высоком p_c при хорошем сгорании.

Шестицилиндровый двигатель должен развивать 125 л. с. при $n=1200$ и был предназначен в первую очередь для грузовиков и автобусов, но о нем ничего не слышно более. Против смесительных насосов возразить нечего, хотя присасывание загрязненных продуктами сгорания отходящих газов не благоприятствует долговечности всасывающего клапана и насоса цилиндра. Но главное затруднение, кажется, в нагнетательных клапаночках, постоянно подверженных горячим газам и неохлаждаемым.

Видный американский инженер Сперри, который благодаря своим успешным работам в различных областях техники (между прочим, применение волчка для управления судами; управление полетом самолета посредством радио, конструкции торпед и т. д.) имеет всеобщее признание, попытался построить четырехтактный двигатель дизель-компаунд и в настоящее время работает над двухтактным дизель-компаундом в 250 л. с., но об этом нет никаких сведений.

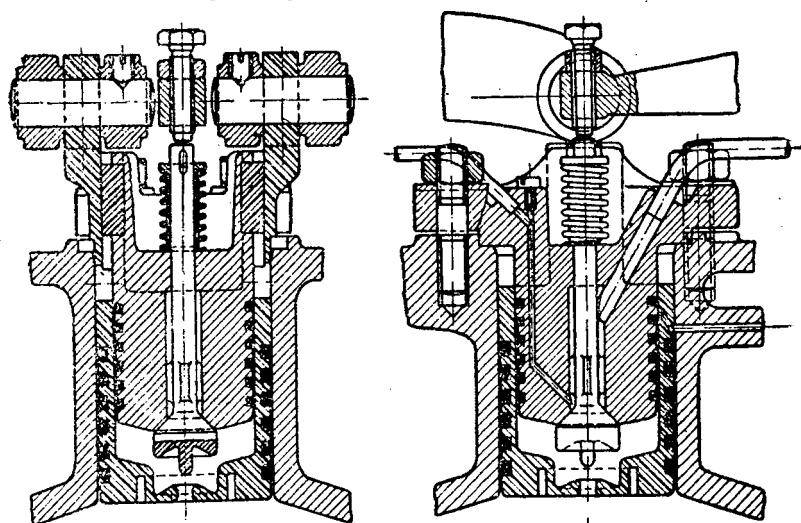
На фиг. 322 показана теоретическая диаграмма двигателя компаунд; линия $x-u$ делит диаграмму на две части, верхняя часть диаграммы относится к цилиндру высокого давления, нижняя часть к цилиндру низкого давления.¹

На фиг. 323 дана схема четырехтактного двигателя компаунд Сперри. Двигатель работает следующим образом: поршневой насос (компрессор) простого действия P нагнетает в каждый цилиндр в t

¹ Действительная диаграмма протекает иначе, на фиг. дана принципиальная схема. (Прим. ред.).

сокого давления H_1 и H_2 сжатый до 3-4 атм. воздух. Так как двигатель четырехтактный, то при движении поршней вниз в одном цилиндре H_1 происходит всасывание, вернее нагнетание в него насосом P сжатого воздуха, а в другом цилиндре H_2 —рабочий ход. В цилиндре же N поршень движется вверх и происходит выхлоп через клапан A .

При обратном движении в первом цилиндре происходит сжатие, во втором—перепуск газов через клапан U_2 в цилиндр низкого давления N , где газы и расширяются до атмосферного давления. Степень



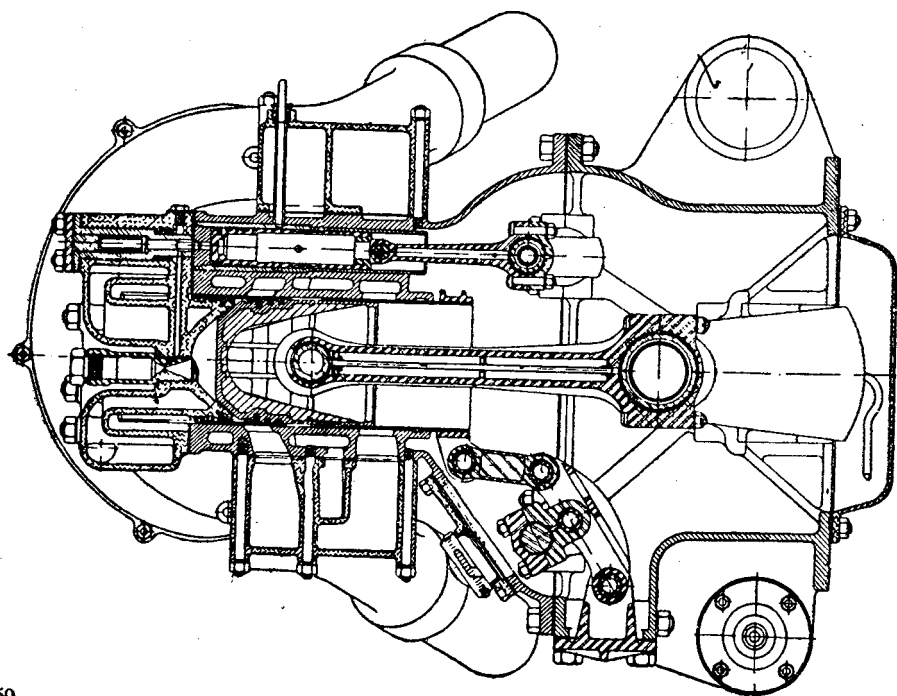
Фиг. 317. Разрез вспомогательного компрессора дизеля Билефельда.

сжатия $\varepsilon=15$. Слабым местом всех двигателей компаунд являются перепускной канал между цилиндром высокого и низкого давления и мертвое пространство цилиндра низкого давления, которое должно быть, само собой понятно, возможно малым.

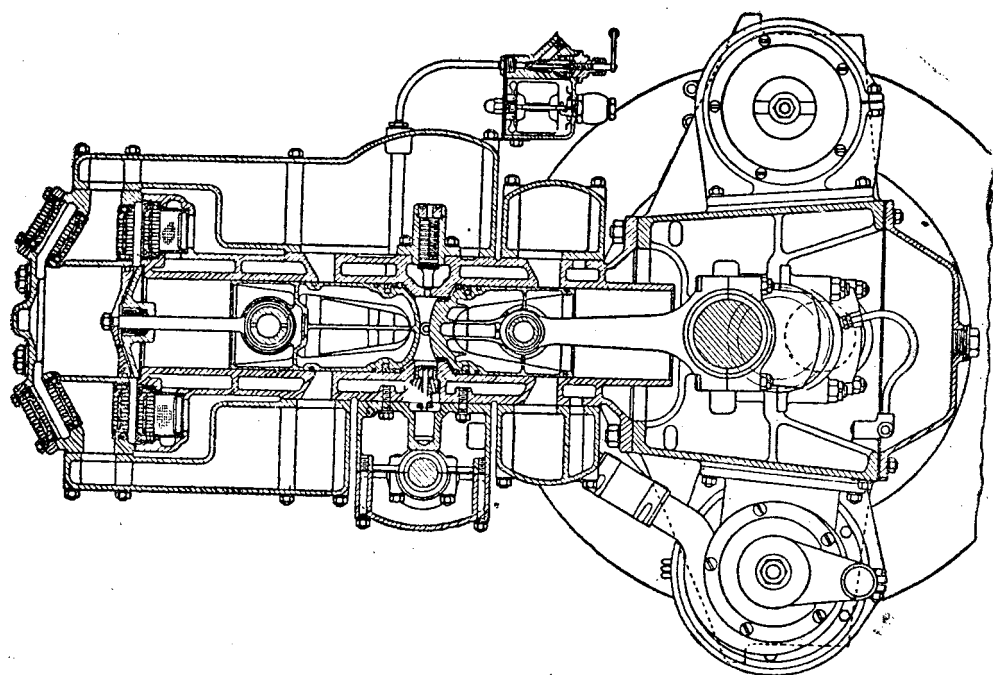
Выхлопной клапан A цилиндра низкого давления закрывается с таким расчетом, чтобы давление сжатия остаточных газов в цилиндре низкого давления соответствовало давлению перепускаемых газов из цилиндра высокого давления.

Выполненный бескомпрессорный двигатель-компаунд показан на фиг. 324. Оба цилиндра высокого давления расположены по бокам среднего цилиндра низкого давления, нижняя часть которого выполнена в виде компрессора. P —топливный насос. Двигатель хорошо уравновешен, крутящий момент его также очень равномерен, так как каждые пол оборота дают один рабочий ход.

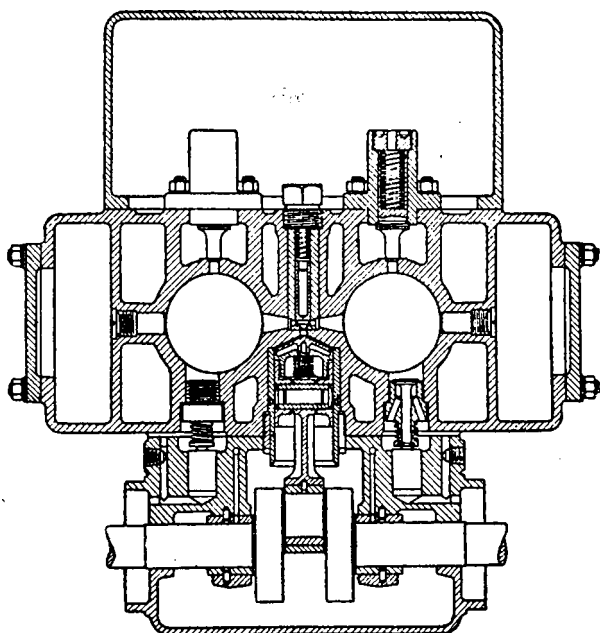
Сильно перегруженный горячими газами перепускной клапан охлаждается тем, что омывается сжатым воздухом, протекающим через внешний кольцевой золотник I из компрессора в цилиндр высокого давления; вильчатый качающийся рычаг F управляет этим золотником. A —кольцевое пространство для охлаждающего воздуха.



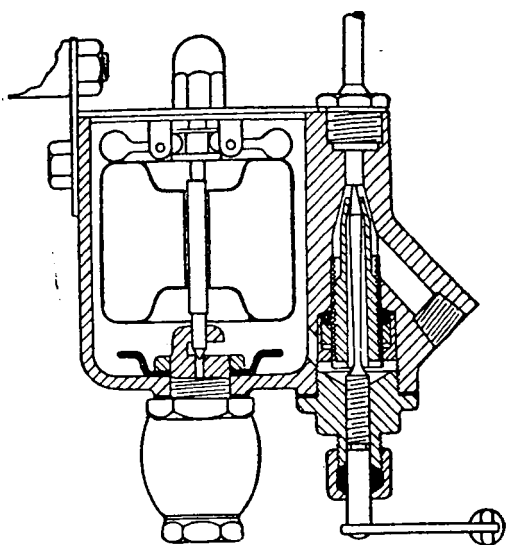
Фиг. 318. 2-тактный дизель Мэдлера.



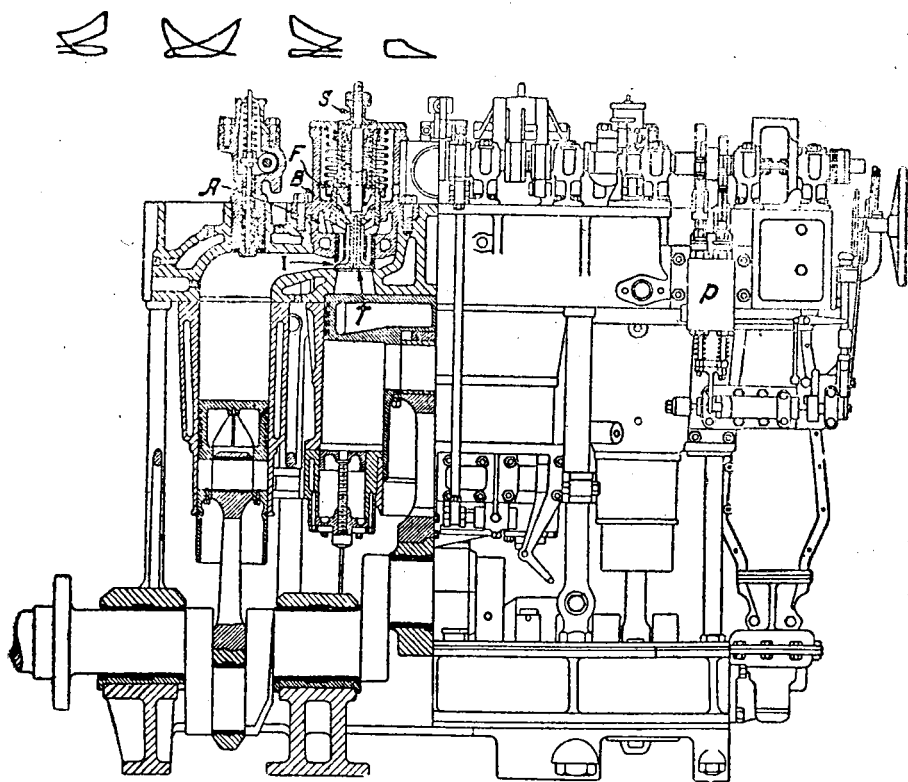
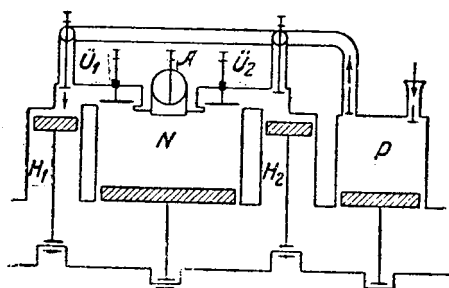
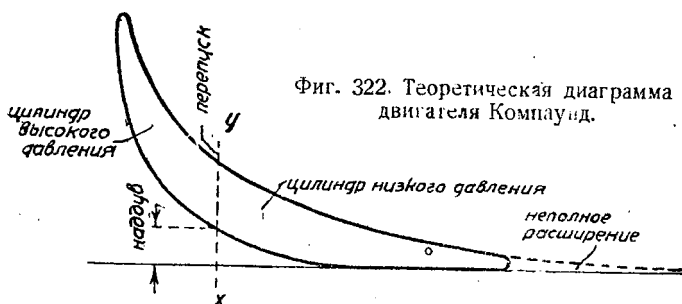
Фиг. 319. Дизель Мэдлера.



Фиг. 320. Смешивающий насос американского дизеля Мэдлера.



Фиг. 321. Карбюратор американского дизеля Мэдлера.



В—корпус клапана. Перепускной клапан T поднимается коромыслом S .

Ртутное охлаждение для перепускного клапана оказалось излишним вследствие вполне удовлетворительного охлаждения сжатым воздухом.

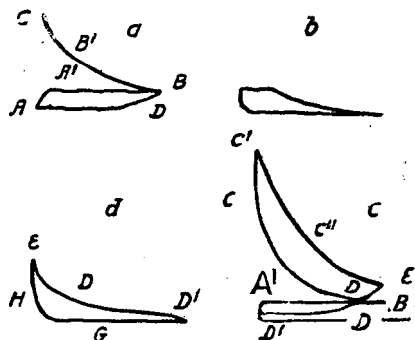
Поверхность поршня низкого давления у показанного на фиг. 324 двигателя примерно в десять раз больше, чем таковая поршня высокого давления. Лучшие результаты дала более поздняя конструкция с отношением только 6:1. Давление воздуха в компрессоре для зарядки цилиндров высокого давления применялось в этой конструкции около 8 атм.

Индикаторные диаграммы показаны на фиг. 325. Индикаторная диаграмма a снята с двигателя при выключенном зажигании, c —рабочая диаграмма. Сжатый компрессором до 8 атм. воздух переходит в в. м. т. в цилиндр в. д. (линии A^1-B); в B закрывается впускной клапан. Далее следует ход сжатия—кривая BC и сгорания практически при постоянном объеме— CC' . Кривая расширения $C'E$.

При обратном движении в точке E открывается перепускной клапан, и газы за ход выталкивания перепускаются в ц. н. д. (кривая EDD^1). Этот ход, следовательно, соответствует ходу вниз поршня ц. н. д., при котором газы расширяются до давления ниже атмосферного (диаграмма d). Кривая выхлопа и последующего сжатия этого цилиндра GH .

Диаграмма b — диаграмма компрессора, подающего воздух в ресивер, из которого он поступает в цилиндры в. д.

Цилиндр низкого давления служит для пуска двигателя в ход. Двигатели внутреннего сгорания компаунд едва ли получат какое-либо практическое значение. Применение последующего расширения в некоторой степени может быть оправдано в сильно наддуваемых четырехтактных двигателях с турбиной, работающей от отходящих газов и служащей для получения рабочего воздуха (способ наддува Бюхи-Браун-Бовери), но и здесь экономия топлива покупается значительными техническими затратами.



Фиг. 325. Индикаторные диаграммы Компаунд дизеля Сперри.

VI. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современное состояние быстроходных дизелей позволяет поставить два вопроса.

1) Достигли ли автомобильные двигатели дизеля такого высокого развития, что удовлетворяют всем, предъявленным к ним требованиям в этом отношении, и

2) В каком направлении предположительно пойдет дальнейшее их развитие.

Прежде всего отметим очевидные недостатки автомобильных двигателей дизеля по сравнению с карбюраторным двигателем: резкий, беспокойный ход, высокий вес, высокое число оборотов холостого хода, меньшая гибкость в отношении изменения числа оборотов, более или менее большая склонность к дымному выхлопу, более высокая первоначальная стоимость.

Этим недостаткам можно противопоставить возможность применения тяжелых топлив, а последние не только дешевле легких топлив, но прежде всего безопасны в пожарном отношении.

Эта пожарная безопасность тяжелых топлив имеет наибольшее значение для водяных и воздушных судов. В этом заключена наибольшая активность двигателя тяжелого топлива, но которую не следует переоценивать. Значительно большая дешевизна газа (около одной трети стоимости бензина) является в настоящее время, к сожалению, вопросом сегодняшних соотношений.

Часто как аргумент в пользу применения дизеля для авиации выдвигается также меньший удельный расход топлива двигателем дизеля.

Примем два случая: один, когда вес авиодизеля равен весу карбюраторного двигателя (предположение, соответствующее хорошо сконструированному двухтактному двигателю), другой, когда авиодизель весит на 0,5 кг, на л. с. более, чем карбюраторный двигатель, более вероятный случай при современных соотношениях.¹

Смотря по тому, будет ли двигатель дизеля меньше расходовать топлива на 10, 20 или 30 г на л. с. ч., чем карбюраторный авиадвигатель, получается для различных продолжительностей полетов

¹ Г. Г. Кюсснер дает проекты авиодизеля в 1250 л. с. 6 цили. двухтактный с противоположно движущимися поршнями весом 1,73 кг/л. с. в «Zeitschrift für Flugt. und Motorluftshiffahrt» от 28/XI 1928 г.

экономия в весе силовой установки, отложенная на соответствующих ординатах (фиг. 326).

Расход бензина у хорошего авиадвигателя составляет при летной мощности (без жиклера холодного хода) около 225—235 г/л.с.ч., а будущий авиадизель положит много трудов, чтобы довести его до 210 - 215 г/л.с.ч. При уменьшении расхода топлива на 20 г/л.с.ч.

и увеличения веса на 0,5 кг на л. с. авиадизель стал бы равноценен по весу только после 25 часов полета, а при большем числе превосходил бы. Но полетов с продолжительностью 25 часов без спуска не имеется в гражданской авиации, а в военной в них очень ограниченная потребность. Также в этом случае полетов продолжительностью 15—20 часов в настоящее время вполне достаточно. Кроме того, ни в коем случае нельзя предполагать, что расход топлива карбюраторного двигателя не может быть понижен в будущем.

Для дирижаблей, предназначенных для дальних сообщений, наряду с пожарной безопасностью тяжелых топлив имеет также значение меньший удельный расход топлива, так как здесь желательна возможно большая длительность полета.

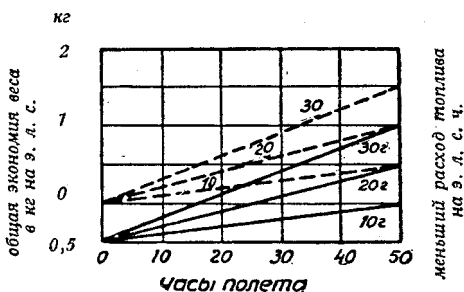
Переоценка меньшего удельного расхода топлива вообще очень часто встречается и поэтому несправедлива, так как стоимость топлива составляет лишь часть всей стоимости эксплуатации и содержания.

Эта часть составляет при легковых машинах около 12—15%, при грузовиках 15 — 20%, при тягачах с бензиновым двигателем 40—50%, при моторных лодках—приблизительно 25 — 40%.

Стоимость эксплуатации и содержания очень сильно зависит от первоначальной стоимости и стоимости ремонта. Следующая сводка показывает, как Комитет союза американских судовых инженеров оценил различные свойства судовых двигателей дизеля до 5 000 л.с. (по пенелизации) и дал их как руководство судовладельцам для суждения о предложениях машиностроительных фирм:

Хорошее исполнение мастерских	25 очков
Общая длина	20 "
Вес	20 "
Начальная стоимость	15 "
Хорошая доступность	10 "
Высота	5 "
Расход топлива и смазка	5 "

100 очков



Фиг. 326. Экономия веса в силовой установке в зависимости от веса двигателя, расхода топлива и продолжительности полета.

Все же быстроходный атомобильный двигатель дизеля в настоящее время достиг того, что он превосходит карбюраторный двигатель во всех случаях невзыскательной работы, напр.: для грузовиков, судов, узкоколейных тепловозов, автомотрис, для привода землечерпалок, судовых динамо и холодильных машин, тракторов и т. д.

В каком направлении будет предположительно развиваться атомобильный двигатель дизеля? Мыслимы ли его существенные упрощения?

Более простая форсунка, чем форсунка МАН или Юнкерса, невозможна; более простой насос, чем таковой Р. Боша и Юнкерса или Дейтца, также трудно представить. Устранение нагнетательного трубопровода видим в двигателях Фрей-Линке-Гофман и Дорнер-Юдель, но нагнетательный трубопровод играет второстепенную роль в предкамерном способе, который автор считает наилучшим, если не единственно приемлемым способом для хорошего атомобильного двигателя дизеля, превосходящего без ограничений бензиновый двигатель.

Пневматическое распыливание топлива, по крайней мере в обычной применявшейся до сих пор форме, потеряло свое значение благодаря тому обстоятельству, что точному машиностроению удалась постройка надежно действующих насосов и форсунок.

Со стороны введения топлива и до известной степени рабочего процесса, кажется, невозможен основной переворот.

Но, пожалуй, следует чрезвычайно поощрять введение двухтактного процесса для атомобильного двигателя дизеля и его превосходство над четырехтактным бензиновым двигателем проявится, может быть, при применении даже на автобусах и самолетах. Четырехтактная конструкция двигателя дизеля является по крайней мере такой же большой технической нелепостью, как и двухтактный двигатель с продувочной смесью (за исключением маленьких одноцилиндровых мотоциклетных двигателей).

Единственным смягчающим обстоятельством для такого технического бесчинства как четырехтактный двигатель дизеля является отсутствие надлежащего продувочного насоса. При этом поражает чрезвычайное несоответствие, с одной стороны, между проницательностью, упрямством, тратой денег и времени, даже собственных средств, как это сделано некоторыми конструкторами для осуществления быстроходных бескомпрессорных двигателей дизеля и полным оставлением без внимания, с другой стороны, продувочного насоса, имеющего чрезвычайное значение для упрощения атомобильного двигателя и уменьшения его веса.

Любопытна также картина развития атомобильного двигателя дизеля: начали не с более легких для выполнения вначале конструкций, напр., двигателей для подводных лодок, и не пошли от них к двигателям с малыми цилиндрами и более высокой скоростью поршня, хотя дирижабли и быстроходные суда (напр., моторные торпедные суда и подводные лодки, яхты и т.д.) требовали как раз таких дви-

гателей, но начали с мотоциклетных двигателей (1) и двигателей для маленьких автомобилей. Несколько менее оптимистические конструкторы строили четырехцилиндровые двигатели для грузовиков в 30—50 л. с. и лишь в настоящее время узнали, что область (современного) работоспособного быстроходного автомобильного двигателя дизеля лежит при цилиндровой мощности около 15—20 л. с. За это открытие, кажется, следует благодарить главным образом требование американских держателей лицензий на автомобильные двигатели дизеля, здоровый технический рассудок которых отклонил бесплодные технические забавы по крайней мере там, где шла речь о напрасной трате денег.

Преимущество двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными, в особенности при автомобильных двигателях дизеля, будет в том, что при том же числе цилиндров и размерах мощность двигателя будет больше и, следовательно, удельный вес меньше, более равномерный крутящий момент, следовательно, меньший вес маховика.

Легкая возможность наддува, чем может быть повышено среднее эффективное давление.

Отсутствие клапанов и их распределения дает простой компактный двигатель. Полагая экономию в стоимости изготовления, благодаря отсутствию клапанов равной стоимости

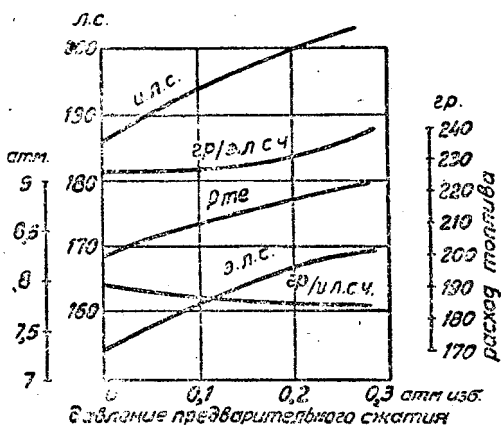
изготовления, соответствующего (прежде всего условно) коловратного насоса, двухтактный двигатель дизеля будет легче и дешевле, чем четырехтактный двигатель с тем же числом цилиндров и тех же размеров.

Нот надобности в притирке клапанов, а чистка окон от нагара легко выполняется после отнятия выпускного трубопровода.

Чрезвычайно простая крышка цилиндра, что особенно важно при предкамерных двигателях.

При авиадвигателях с воздушным охлаждением отвод отработанных газов в нижнем конце цилиндра обозначает чрезвычайную термическую разгрузку головки цилиндра, которая благодаря отсутствию клапанов может быть снабжена такой большой поверхностью охлаждающих ребер, что кажется возможной цилиндровая мощность в 100 л. с.

Для надежного реверсирования судовых двигателей достаточно при двухтактном процессе трех цилиндров, в то время как при четырехтактном требуются по крайней мере четыре цилиндра.



Фиг. 327. Опыты Хяукса с наддувом на 2-тактном двигателе с противоположно движущимися поршнями.

* Проблему получения продувочного воздуха пытались по-разному решить только некоторые приверженцы двухтактной работы, как указано в предыдущей главе.

Больше всего распространен примитивный кривошипнокамерный насос¹⁾. Его недостатками являются чрезвычайно плохой коэффициент подачи от нагревания продувочного воздуха горячим поршнем и теплым картером, так что наполнение рабочего цилиндра свежим воздухом составляет самое большее, пожалуй, 50%.

Коэффициент подачи может быть улучшен выполнением рабочего поршня ступенчатым или устройством вспомогательного поршня. Оба выполнения дороже и тяжелее, и их применяют только в редких случаях.

Напротив, можно оставить кривошипнокамерный продувочный насос при одноцилиндровых двигателях с составным коленчатым валом с подшипниками скользящего трения и шатунной головкой на роликовом подшипнике. Многоцилиндровые двигатели с кривошипнокамерной продувкой доказывают только, что конструктор не смог провести границы между достижимой, но также допустимой простотой и технически не плохим качеством.

Получением продувочного воздуха в кольцевом пространстве рабочего поршня, выполненного ступенчатым, правда, избегается недостаток нарушения смазки подшипников, но эта конструкция достаточно дорога, сильно увеличивается длина и высота двигателя, так как диаметр кольцевой ступени должен быть по крайней мере на 30% больше, чем диаметр рабочего цилиндра. Ступенчатый поршень достаточно тяжел, поэтому поступательно движущиеся массы при повышенных скоростях поршня велики, поршни же из легкого металла склонны к короблению и заеданию при большой длине.

Отдельный поршневой продувочный насос относительно велик, тяжел, поэтому дорог и составляет по крайней мере 12—18% веса двигателя. Если его поместить в ряд с цилиндром, то он нежелательно увеличивает длину двигателя и легко может вызвать дополнительными поступательно движущимися массами опасные колебания в коленчатом валу.

Выбранное Юнкерсом расположение довольно удачно, двухтактная конструкция Юнкерса достаточно оригинальна, но ни в коем случае не является идеальным решением двухтактного двигателя дизеля.

Центробежная воздуходувка имеет преимущество малого веса, места и большой простоты. Шестерни, которых требует передача для необходимого высокого числа оборотов рабочего колеса, не представляют в работе никаких затруднений, как показали четырехтактные авиадвигатели с центробежными воздуходувками.

Но характеристика соединенной непосредственно с коленчатым валом воздуходувки делает ее совершенно непригодной как проду-

¹⁾ Только у тяжелых двигателей и малой мощности, а не у двигателей для легкого транспорта. (Прим. ред.).

вочный насос для двухтактного двигателя; как известно, ее подача прямо пропорциональна числу оборотов, развиваемое же давление напротив пропорционально квадрату числа оборотов. Так как от автомобильного двигателя следует требовать полной регулируемости в области чисел оборотов 1:6, а для числа оборотов $n=1800$ давление продувки в 0,3 атм. изб. давало бы при $n=600$ далеко не достаточное давление только в 33 см вод. столба. Избыточно выбранная воздуходувка и дросселирование давления при вышем числе оборотов повышает работу на продувку и создает осложнения. Повышенная передача от коленчатого вала возможна только при промежуточном включении фрикционной муфты (также для уничтожения крутильных колебаний коленчатого вала, могущих повредить шестерни), что затрудняет пуск в ход двигателя.

Остаются основанные на вытесняющем действии коловратные воздуходувки.

Воздуходувка Рута очень проста, но имеет различные недостатки: вследствие больших потерь в зазорах подача воздуха начинается только при определенном наименьшем числе оборотов при недостаточном давлении и при этом медленно, с плохим первоначально коэффициентом подачи. Чистой обработкой всех наружных поверхностей вращающихся тел можно уменьшить необходимый зазор в воздуходувке и большой передачей от коленчатого вала настолько повысить число оборотов воздуходувки, что даже при наименьшем числе оборотов двигателя будет получаться достаточное давление продувки около 50 см вод. столба.

Но малые размеры воздуходувки с своей стороны имеют недостаток соответственно больших потерь в зазорах, так как из-за технологических соображений зазор в кожухе при малых и средних воздуходувках Рута примерно одинаков по величине. Поэтому, кажется, что такая воздуходувка мало пригодна для тех маленьких автомобильных двигателей дизеля, для которых наддув весьма желателен именно в области низкого числа оборотов для временного повышения среднего эффективного давления.

Для судовых и авиационных двигателей, а в особенности большой мощности, начиная от 300 л. с., можно было бы удовлетвориться хорошо выполненной воздуходувкой Рута с повышенной передачей. Высокое число оборотов воздуходувки в сочетании с достаточно большой ресивером продувочного воздуха парализовало бы пульсирующую подачу воздуха воздуходувки Рута для процесса продувки.

Наилучшей воздуходувкой следует однако считать коловратную воздуходувку с вращающимися пластинками и именно на основании следующих соображений.

Чисто вращательное движение, равномерная подача воздуха при достаточном числе лопаток, происходящая даже при малом числе оборотов ($n=50-70$) с достаточным давлением, а при наименьшем числе оборотов двигателя ($n=200-250$) дающее по крайней мере 0,2 атм. изб., чем может быть достигнут надлежащий наддув с соответственно повышенным крутящим моментом.

Конечно, осуществление такой простой, поэтому дешевой, легкой и надежной воздуходувки не так просто из-за большой центробежной силы вращающихся лопаток. Восприятие этих центробежных сил хорошо смазанными поверхностями без слишком большого удельного давления и при малых скоростях скольжения — большая и до сих пор нерешенная проблема этой многообещающей конструкции продувочного насоса, к которой присоединяется еще требование полного отсутствия масла в продувочном воздухе.

В настоящее время эта конструкция воздуходувки появилась кое-где при малых двухтактных двигателях дизеля, работающих с числом оборотов не выше $n=750$. Но воздуходувки чрезвычайно примитивны, поэтому несоразмерно велики и тяжелы, а пластинчатые лопатки имеют малый срок службы, так как трутся о внутреннюю поверхность неподвижного кожуха.

Легкий двухтактный автомобильный двигатель является почти исключительно вопросом надлежащей воздуходувки.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
12	4 снизу	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$
12	2 снизу	$\eta_t = 1 - \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	$\eta_t = 1 - \left(\frac{p_z}{p_e}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
12	Фиг. 3.	политроны	политропы
15	16 сверху	p_e	p_e
17	23 снизу	температуры	температуру
22	Сноска 1 стр.	1914 г.	VDI 1914 г.
22	Сноска 3 стр.	enginest	engines
23	12 сверху	сообщением	от сообщения
24	1 снизу	1270°	1170°
26	9 снизу	2, 7, 4 — 4, 8	2,7 4—4,8
27	Сноска 2 стр.	стр. 16, 107, 16	стр. 16, 107, 116
30	23 сверху	углероды	углеводороды
33	Фиг. 21.	расходы	расхода
	Таблица 2	365	366
	Строка 2	$\frac{\delta}{\delta}$	δ
60	2 сверху	$\frac{\delta}{\delta}$	δ
62	Фиг. 60 и 61.		Подпись под. фиг. 60 относится к фиг. 61 и обратно
65	8 снизу	15	1,5
77	7 сверху	каждой	каждым
79	6 сверху	$e = 11,5$	$\varepsilon = 11,5$
79	6 сверху	$e = 12$	$\varepsilon = 12$
79	11 сверху	$e = 11,5$	$\varepsilon = 11,5$
79	14 сверху	$e = 11,5$	$\varepsilon = 11,5$
79	19 сверху	$E = 11,5-12$	$\varepsilon = 11,5-12$
79	Фиг. 88.		Пропущена подпись: „Рабочая характеристика опытного цилиндра“
85	9 сверху	приникновения	проникновения
87	Фиг. 99	хода	ходом

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
111	2 снизу	h	h
115	21 сверху	сделал	сделал бы
120	Фиг. 136.	и в зависимости	в зависимости
122	Фиг. 139б	$\frac{dE}{da \max}$	$\left[\frac{dE}{da} \right] \max$
122	25 сверху	N_s	N_s
123	17 сверху	14,3 кг/м	6 кг/м
123	21 сверху	34, 3 кг/м	14, 4 кг/м
123	1 снизу	не верно	не точно, а потому и опущено Энергия входящего потока может быть учтена лишь частично.
131	4 снизу (сноска)	А. Е. Т.	А. Е. Г.
131	1 снизу (сноска)	Т. Х.	Т. В. Ш.
132	2 сверху	до	на
133	1 снизу (сноска)	Д. 1.	V. D. I.
135	5 сверху	7, 8	7—8
137	7 снизу	находящийся	в находящийся
137	5 снизу	после	сопле
143	7 снизу	P_s	P_s
149	13 сверху	3,5 см ³ э. с. ч.	3,5 г/э. с. ч.
160	1 сверху	$p_s = 28 \text{ ат}$	$p_s = 28 \text{ атм}$
164	19 снизу	3 = 4	3,4
169	2 снизу	предкамерной	предкамерой
178	2 снизу	полное	полое
178	Фиг. 220	ворота	горловина
182	2 сверху	квадратному корню	квадратному корню из избыточного давления
182	16 снизу	300	350
183	16 сверху	π	6
183	7 сверху	$\pi = 1600$	$\pi = 1600$



А. Е. Тиман Быстроходные дизели

Уполн. Главлита Б-10961.

Заказ 2052.

Тираж 7230 экз.

5-я тип. ОГИЗ'а — РСФСР. Москва, Калащевский тупик, д. 3/5.

2 н. 80 н., пер. 35 коп.

Д
3417
343

Все издания Гострано-
издата продаются в ма-
газинах КНИГОЦЕНТРА
= ОГИЗ =



Единичные экземпляры
высылает наложенным
платежом
„КНИГА — ПОЧТОЙ“
Москва, Мясницкая, 64