

ИНСТИТУТ
ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ
РАБОТНИКОВ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

9 $\frac{249}{24}$

ДОЦЕНТ Н.В. ПЕТРОВСКИЙ

ПЕРЕВОД АВТОТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ
НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

/ конспект лекций /

ЛЕНИНГРАД

1938 г.

219
21

Предисловие



Настоящий материал представляет собою конспект лекций, прочитанных мною инженерам водного транспорта, ранее специализировавшимся по паросиловым установкам.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Написано	Следует читать
7	5 сверху	Степень сжатия	Степень сжатия, тем карбюраторные открывающийся
7	5 снизу	отрывающийся	открывающийся
12	3 сверху	Симсона	Симпсона
20	8 снизу	коэффициент по смеси	коэффициент подачи по смеси
28	2 сверху	без соответствующих	без соответствующих
29	7 -"-	изменяет также	изменяется также
29	12 снизу	в первую часть	в правую часть
33	10 сверху	удельного веса инди-	удельного инди-
91	1 снизу	на керосине	На керосине ($\epsilon = 38$)
92	11 сверху	считаться с формой	считаться с размерами
93	14 снизу	отполированы	обработаны
95	1 сверху	между двумя степенями	между степенями
130	3 сверху	На фиг. 72	На фиг. 54
140	2 сверху	во избежание	во избежание



219
21

Предисловие



Настоящий материал представляет собою конспект лекций, прочитанных лично инженером водного транспорта, ранее специализировавшимся по паросиловым установкам.

Как видно из содержания, здесь освещены не только основные вопросы, касающиеся перевода автотракторных карбюраторных двигателей на генераторный газ, но даны в водной части и основные сведения о циклах Д.В.Г. Последнее вызывалось необходимостью восстановить в памяти слушателей основ термодинамики двигателя, без которых затруднялось бы понимание последующего материала.

Недостаток времени и наличие к тому же параллельных лекций по газогенераторам, описательной части Д.В.Г. и методике испытания их, позволили рассматривать только схемы и теорию важнейших способов восстановления мощности двигателя. Понятно поэтому отсутствие в конспекте конструкции деталей газогенераторов и двигателей, а также сравнительно краткое изложение ряда таких разделов, как охлаждение и смазка.

Некоторые же вопросы - наддув и присадка газа - еще недостаточно освоенные в практике транспортного газомоторостроения, освещены были только как проблемные вопросы - указаны возможный эффект и даны принципиальные схемы.



2017069593



Несмотря на некоторую скудность предлагаемого материала, я надеюсь, что и он окажет нашим специалистам некоторую помощь в их практической деятельности и позволит перейти к более детальному изучению затронутой здесь области двигателестроения.

Ленинград

Ноябрь 1936

Н. Петровский

1. Вводная часть.

I. Классификация двигателей внутреннего сгорания.

К двигателям внутреннего сгорания относятся все тепловые двигатели, в которых топливо сжигается внутри рабочих цилиндров.

По роду топлива они разбиваются на две группы:

- а) двигатели, работающие на жидком топливе
- и б) газовые двигатели.

К первой группе относятся карбюраторные, калоризаторные и двигатели Дизеля, во вторую группу входят двигатели, в которых применяются такие газы, как естественный, доменный, коксовый и др., а также, так называемые газогенераторные двигатели, питаемые газом, получаемым путем газификации различных твердых топлив в газогенераторах, установленных возле двигателя.

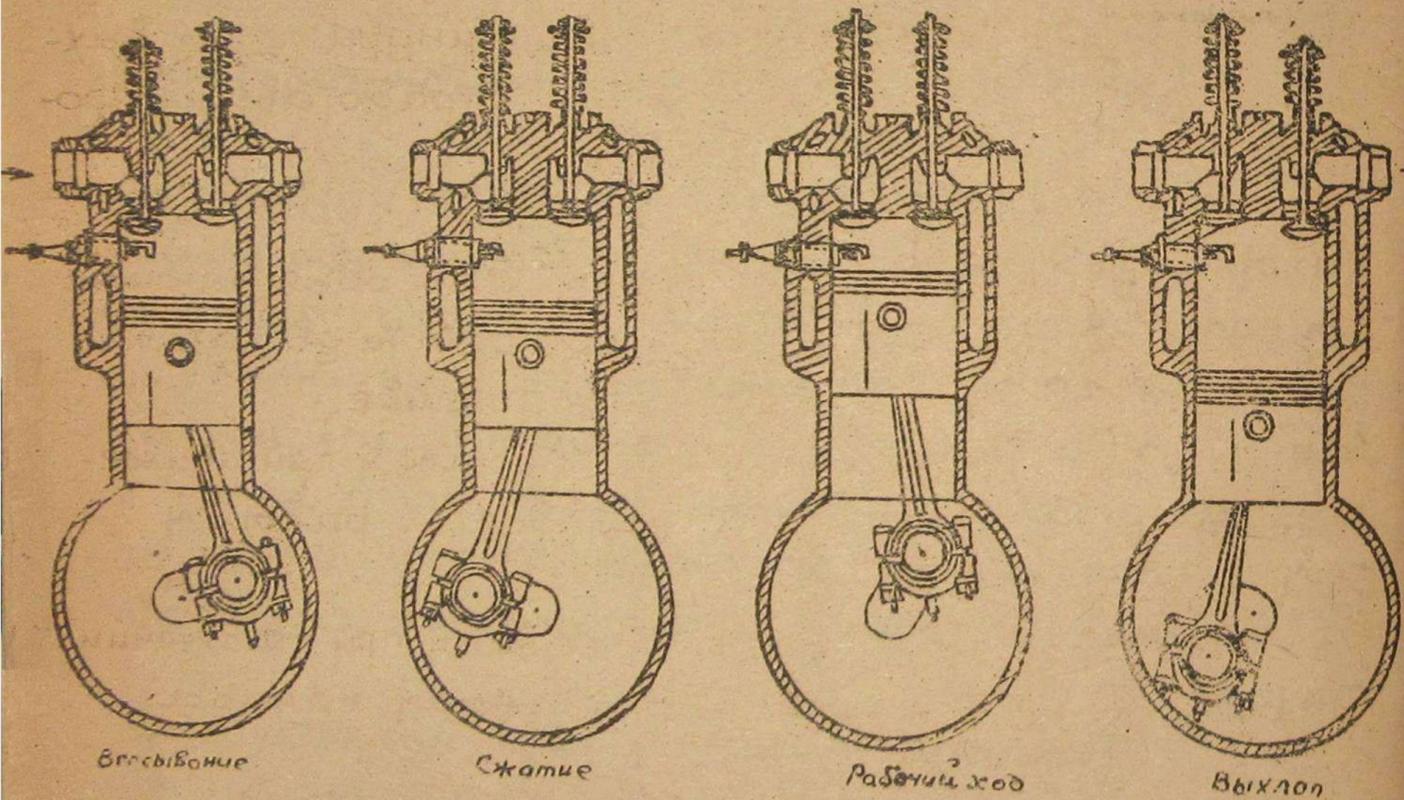
Так как нашей целью является изучение наиболее выгоднейших условий конвертации под газ только карбюраторных автотракторных двигателей, то в дальнейшем мы рассмотрим лишь этот тип двигателей.

2. Рабочий цикл.

Карбюраторные автотракторные двигатели работают преимущественно по четырехтактному

циклу. Сжимаемая в цилиндре рабочая смесь (топливо + воздух) подготавливается вне цилиндра специальным прибором, называемым карбюратором. Воспламенение же ее производится электрической искрой. При переводе двигателя на работу с жидкого топлива на генераторный газ сохраняется как тактность, так и способ образования и воспламенения рабочей смеси.

На фиг. 1 дана схема четырехтактного двигателя.



Фиг. 1.

Рабочий процесс этого двигателя совершается за 4 такта, т.е. за четыре хода поршня между его верхней и нижней мертвой точкой.

I такт - всасывание. За этот ход поршня в цилиндр двигателя поступает через всасывающий клапан рабочая смесь. В это время поршень движется от В.М.Т к Н.М.Т.

II такт - сжатие. Поршень, двигаясь от Н.М.Т к В.М.Т, сжимает заряд рабочей смеси, поступившей в цилиндр за ход всасывания.

III такт - горение и расширение. Зажженная электрической искрой, вблизи В.М.Т, рабочая смесь сгорает почти мгновенно. При движении поршня от В.М.Т к Н.М.Т идет расширение продуктов сгорания.

IV такт - выхлоп. Поршень, двигаясь от Н.М.Т к В.М.Т, выталкивает из цилиндра через выхлопный клапан отработавшие продукты горения.

На фиг. 29 и 30 даны схемы, объясняющие образование рабочей смеси при работе двигателя на жидком и газообразном топливе.

Объем, описываемый поршнем при движении его от В.М.Т до Н.М.Т, называется рабочим объемом цилиндра V_h .

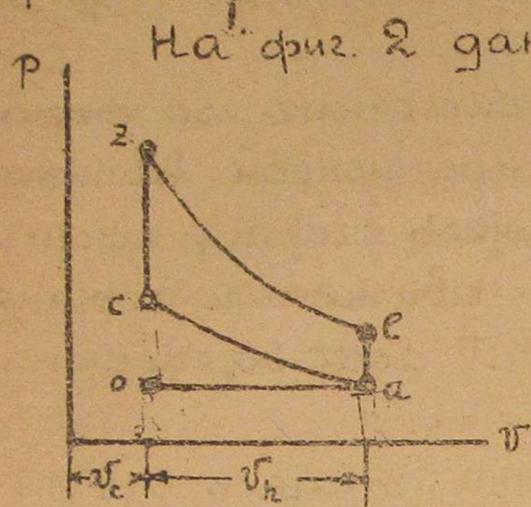
Объем, занимаемый газами при положении поршня в В.М.Т, называется объемом камеры сжатия V_c .

Отношение рабочего объема V_h плюс объем камеры сжатия V_c к объему камеры сжатия называется степенью сжатия

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Степень сжатия ϵ колеблется в карбюраторных-автотракторных двигателях от 4 до 5,5. При работе на газе $\epsilon = 5 \div 8$.

Работы процесс карбюраторного и газового двигателя можно изобразить в диаграмме давлений p и объемов V .



Фиг. 2.

На фиг. 2 дана так называемая нормальная индикаторная диаграмма для теоретического четырехтактного цикла, построенная в координатах $p-V$

Здесь:

Линия oa - всасывание. Теоретически во время всасывания рабочей смеси давление в цилиндре принимается неизменным и равным атмосферному. Поэтому линия всасывания лежит на атмосферной линии.

Линия ac - сжатие. Теоретически допускается, что во время сжатия отсутствует теплообмен между рабочей смесью и стенками цилиндра. Поэтому линия сжатия считается адиабатой $pV^k = \text{const}$.

Здесь $k = \frac{c_p}{c_v}$ - отношение теплоемкостей при постоянном давлении и объеме для рабочей смеси.

Линия cz - горение. Теоретически допускается, что горение рабочей смеси начинается точно в В.М.Т. и протекает мгновенно / при неизменяющемся объеме

камеры горения. Поэтому линия горения считается изохорой $V = \text{const}$.

Линия ze - расширения. Здесь также допускается отсутствие теплообмена между газом и стенками цилиндра и считается, что процесс горения заканчивается в точке z . Поэтому линия расширения принимается за адиабату: $pV^k = \text{const}$

$k = \frac{c_p}{c_v}$ для продуктов горения.

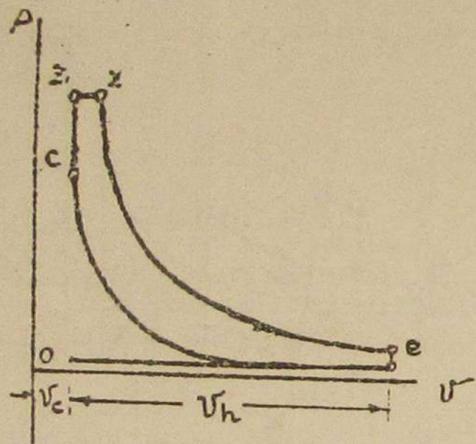
Линия ea - уравнивание давлений. Теоретически считается, что в конце хода расширения происходит мгновенное открытие выхлопного клапана и истечение такого количества газов, которое обеспечивает, при неизменном объеме поршня, понижение давления в цилиндре до атмосферного. Поэтому линия ea принимается за изохору.

$V = \text{const}$

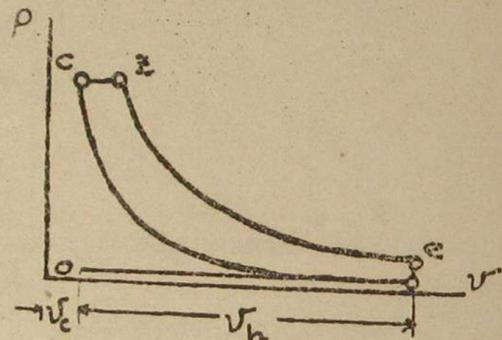
Линия ao - выхлоп. Во время вытеснения продуктов горения поршнем принимается, что давление в цилиндре остается неизменным и равным атмосферному. Поэтому теоретическая линия выхлопа лежит на атмосферной линии.

Описанный цикл называется циклом

Отто, а двигатели, работающие по этому циклу - двигатели быстрого сгорания. Для сравнения на фиг. 3 дана индикаторная диаграмма теоретического цикла Дизеля для четырехтактного двигателя. Этот цикл заложен в основу рабочего процесса, так называемого, компрессорного двигателя Дизеля.



Фиг. 4.



Фиг. 3

На фиг. 4 дана теоретическая индикаторная диаграмма смешанного цикла /сабатэ/, лежащего в основе рабочего процесса, так называемого, бескомпрессорного двигателя Дизеля.

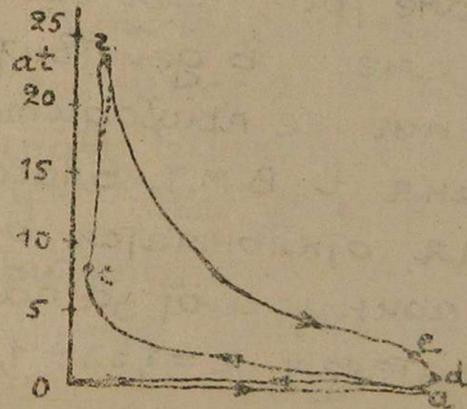
В цикле Дизеля линия сгорания изобара: $p = \text{const}$. В цикле же Сабатэ она состоит из изохоры $|V = \text{const}|$ и изобары $|p = \text{const}|$. В остальном (линии всасывания, сжатия, расширения, уравнивания давлений и выхлопа) оба цикла подобны циклу Отто.

Как в компрессорных, так и в бескомпрессорных двигателях Дизеля приготовление рабочей смеси идет внутри цилиндра.

Воспламенение ее достигается высоким сжатием рабочего воздуха. Поэтому, чтобы обеспечить температуру необходимую для воспламенения рабочей смеси, двигатели Дизеля имеют более высокую степень сжатия.

В компрессорных дизелях обычно $\epsilon = 14 \div 16$, а в бескомпрессорных - $\epsilon = 12 \div 17$.

Действительный рабочий процесс четырехтактного двигателя значительно отклоняется от теоретического.



Фиг. 5

оа - линия всасывания.

На фиг. 5 дана реальная индикаторная диаграмма двигателя быстрого сгорания.

Из-за сопротивления всасывающей системы /карбюратор, смеситель, всасывающие трубы и клапаны / давление в цилиндре в период поступления в него рабочей смеси понижается. Неравномерное движение поршня и периодически отрывающийся клапан вызывают пульсацию потока рабочей смеси. Все это отражается на линии всасывания, которая опускается ниже атмосферной линии и представляет собою не прямую, а волнистую линию.

С достаточной для практики точностью эта линия может принята за горизонтальную прямую, а среднее давление - за ход всасывания равным $p_a = 0,85 \div 0,95 \text{ атм}$.

ас - линия сжатия.

Во время сжатия рабочей смеси происходит подведение и отдача тепла стенкам цилиндра.

Недостаточная плотность между стенками цилиндра и поршня вызывает прорыв газа из камеры сжатия в картер. Кроме того, для своевременного сгорания рабочей смеси, в действительности воспламенение и горение ее приходится начинать до прихода поршня в В.М.Т. Благодаря всему этому линия сжатия отклоняется от адиабаты. В практике ее принимают за политропу: $pV^n = \text{const}$. с показателем $n_1 = 1,33 \div 1,35$.

сз - линия горения.

Рабочая смесь не сгорает мгновенно и поэтому в двигателе, за процесс горения, происходит некоторое перемещение поршня и увеличение объема камеры горения. Это вызывает отклонение линии горения от изохоры.

зе - линия расширения.

Точка максимального давления при горении (z) не является концом действительного

сгорания рабочей смеси. Даже, в наилучшем случае, процесс горения /догорания/ заканчивается на линии расширения. Кроме того, расширение продуктов горения сопровождается отдачей тепла стенкам цилиндра и прорывом некоторой доли газов в картер. Благодаря этому линия расширения, считая ее от точки максимального давления до момента открытия выхлопного клапана, отклоняется от адиабаты. Ее принимают за политропу $pV^n = \text{const}$ с показателем $n_2 = 1,30 \div 1,33$.

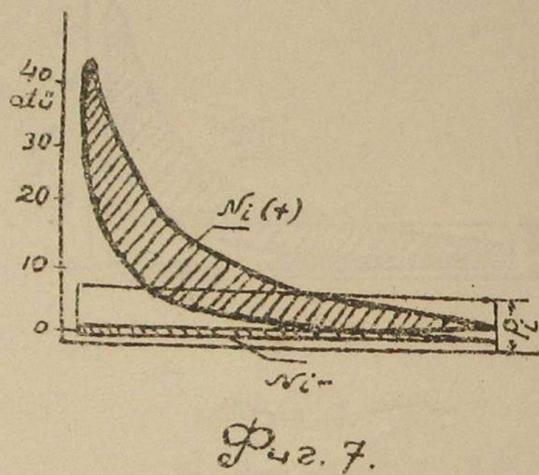
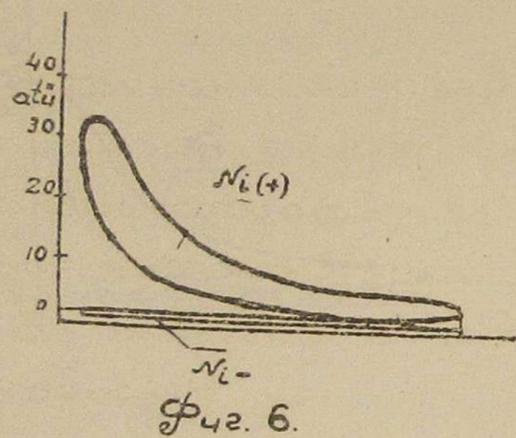
Чтобы обеспечить возможно лучшую очистку цилиндра от продуктов горения, выхлопной клапан открывается задолго до прихода поршня в Н.М.Т. На участке e-d, назыв. периодом предварительного выхлопа, идет таким образом, одновременно истечение продуктов горения из цилиндра и расширение в нем остающейся их части. Давление в цилиндре постепенно понижается, но все же к концу хода расширения не уравнивается с атмосферным.

d-o - линия выхлопа.

Сопротивление, создаваемое потоку выхлопных газов клапаном и выхлопной трубой, пульсация потоков этих газов, вызываемая движущимся с переменной скоростью поршнем и периодически открывающимся клапаном, значительно отклоняют действительную линию выхлопа от теоретической. Обычно она представляет собою волнообразную линию, расположенную

выше атмосферной. Без большой погрешности ее можно считать за горизонтальную прямую а среднее давление за ход выхлопа равным $p_2 = 1,05 \div 1,1^{\circ}$ ата.

Для сравнения на ф.б дана реальная индикаторная диаграмма четырехтактного компрессорного двигателя Дизеля, а на фиг. 7 - для бескомпрессорного.



3. Среднее индикаторное давление.

Работа, совершенная газами внутри цилиндра за цикл, определяется, как известно, площадью индикаторной диаграммы.

Теоретическую работу можно представить в виде

$$L_{it} = P_{it} \cdot V_n \text{ кгс метр} \quad 1$$

а работу при реальном рабочем процессе

$$L_i = P_i \cdot V_n \text{ кгс метр} \quad 2$$

где V_n - объем, описанный поршнем за ход.

Входящие в выражение 1 и 2 величины P_{it} и P_i называются средним индикаторным давлением.

Среднее индикаторное давление выражается высотой прямоугольника, построенного на длине индикаторной диаграммы и равновеликого ее площади (фиг. 7). Численное значение P_i кгс/м² находится делением этой высоты на масштаб давлений индикаторной диаграммы.

Теоретическое среднее индикаторное давление P_{it} кгс/м² выражается высотой такого прямоугольника, площадь которого равна площади образованной линией сжатия, горения, расширения и уравнивания давлений. В этом случае площадь между линией всасывания и выхлопа равна нулю

В действительной индикаторной диаграмме, снятой с двигателя с нормальным всасыванием (без наддува), линии всасывания и выхлопа образуют отрицательную площадку, определяющую его насосные потери. Поэтому действительное среднее индикаторное давление P_i кгс/м² должно выражаться высотой прямоугольника, площадь которого равна разности положительной ($N_{i(+)}$) и отрицательной площадки $N_{i(-)}$

Среднее индикаторное давление определяется делением площади индикаторной диаграммы на ее длину $l = V_n$ и масштаб давлений /марку пружины/.

Площадь же находится планиметром или при

помощи миллиметровой бумаги. Для приближен- ного вычисления P_i пользуются известным правилом Симсона.

4. Мощность двигателя.

Мощность, развиваемая газами внутри цилиндра двигателя, называется индикаторной мощностью. Часть этой мощности затрачивается на преодоление трения в отдельных частях двигателя /кривошипно-шатунный механизм, органы распределения/ и на приведение в движение обслуживающих двигатель приборов /магнето, насосы и т.п./

Эту теряемую двигателем мощность называют мощностью механических потерь.

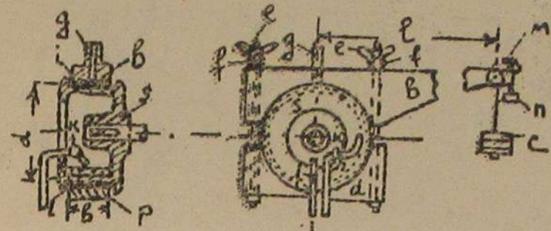
Мощность, отдаваемая двигателем на преодоление полезного сопротивления /винт, тормаз, динамо и т.п./, равная

$$N_e = N_i - N_2 \text{ л.с.} \quad 3$$

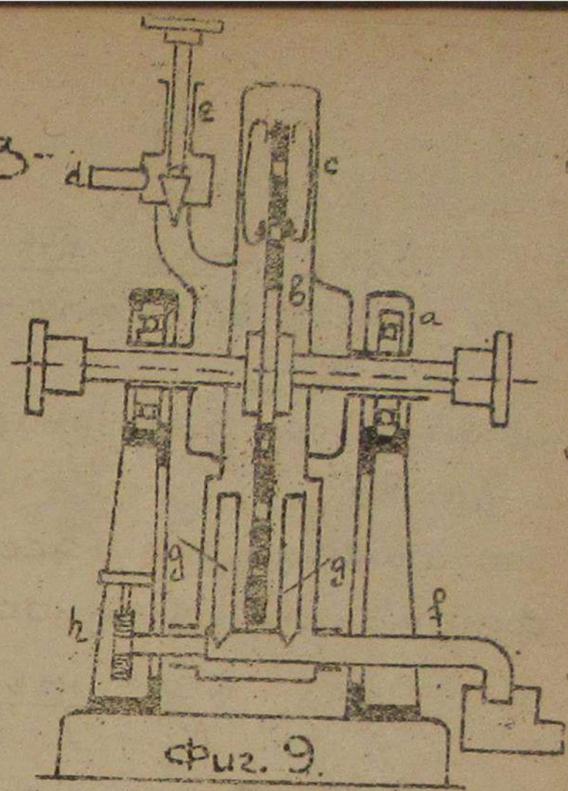
называется эффективной мощностью.

Индикаторная мощность двигателя определяется при помощи индикаторных диаграмм и счетчика числа оборотов двигателя. Вычисление ведется по формуле 24.

Для определения эффективной мощности пользуются различными тормазами. На фиг. 8 показано устройство наиболее простого и распространенного в практике тормоза Проти. На фиг. 9 дана схема гидравлического тормоза.



Фиг. 8.



Фиг. 9.

схема гидравлического тормоза

При нагрузке двигателя тормазом определяется крутящий момент "М" и число оборотов двигателя. Мощность двигателя находится из известного выражения

$$N_e = \frac{M \cdot n}{716,2} = \frac{P \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ л.с.} \quad 4$$

где P кгр. вес груза на тормозе, l метр длина тормозного плеча (считая от точки подвеса груза до оси вала двигателя) и n об/мин. число оборотов двигателя в момент равновесного положения тормозного рычага, нагруженного грузом P кгр.

Мощность двигателя N_i , N_e и N_2 измеряется в л.с. (1 л.с. = 75 кгр. метр/сек)

5. Удельный расход топлива.

Если двигатель расходует G_m кгр (или м³) топлива в час, то отношение часового расхода топлива к индикаторной мощности двигателя N_i л.с.,

$$g_i = \frac{G_m}{N_i} \frac{\text{кг}}{\text{л.с.ч}} \frac{\text{м}^3}{\text{л.с.ч}} \quad 5$$

называется удельным индикаторным расходом топлива.

Отношение же часового расхода топлива к эффективной мощности двигателя

$$g_e = \frac{G_m}{N_i} \frac{\text{кг}}{\text{л.с.ч}} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{л.с.ч}} \right) \quad 6$$

называется удельным эффективным расходом топлива.

Величиной g_i и g_e оценивают, в практике экономичность работы двигателя. При испытании двигателя часовой расход жидкого и твердого топлива определяется весовым или объемным способом. Расход газообразного топлива находится при помощи нормальных сопел, устанавливаемых на газоподводящую трубу. (см. фиг. 10).

Удельный эффективный расход топлива колеблется в широких пределах. Для автотракторных двигателей, ориентировочно, можно принять его равным:

бензин	$g_e = 0,280 \div 0,300$ кг/л.с.ч.
керосин	$= 0,390 \div 0,400$ " "
генераторный газ	$= 2,5 \div 4 \text{ м}^3 / 0,760 / \text{л.с.ч.}$
дрова	$= 1,0 \div 1,3$ кг/л.с.ч.
древесный уголь	$= 0,5 \div 0,7$ " "

6. Коэффициенты полезного действия.

Качество работы двигателя оценивается нижеприведенными коэффициентами полезного действия

η_t	- термическим (теоретическим) к.п.д	
η_i	- индикаторным	- " -
η_g	- относительным	- " -
η_m	- механическим	- " -
η_e	- эффективным	- " -

а. Термическим /теоретическим/ к.п.д называется отношение тепла A_{t_1} , обращенного в работу в двигателе, работающем по теоретическому циклу /без потерь/, к затраченному теплу Q_1

$$\eta_t = \frac{A_{t_1}}{Q_1}$$

Теоретический к.п.д. показывает степень использования затраченного тепла в идеальном двигателе. Чтобы установить связь термического к.п.д. с влияющими на него факторами допустим, что

1. рабочий цикл осуществляется по обратному процессу. Тогда можно принять, что по линии сжатия полужидкое тепло Q не за счет сгорания рабочей смеси с изменением ее химического состава, а путем подвода этого тепла извне. Также считаем, что по линии сжатия происходит не истечение газов из цилиндра, вызывающее в это время изменение количества рабочего тела, а отдала тепла Q_2 холодному

источнику.

2. Теплоемкости газов постоянны и не зависят от температуры.

Учитывая, что алгебраическая сумма работ газа за процесс всасывания и выхлопа в теоретическом случае равна нулю и что в этот момент рабочий процесс протекает с изменяющимся количеством газа и является, следовательно, необратимым, не рассматриваем в дальнейшем линии всасывания и выхлопа.

Тогда, в случае цикла Отто /ф.2/ количество подведенного тепла: $Q_1 = C_v (T_2 - T_c)$
количество тепла отданного холодному источнику:

$$Q_2 = C_v (T_e - T_c).$$

Подставляя в выражение для η_t находим:

$$\eta_t = \frac{A_{\Sigma}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_v (T_e - T_c)}{C_v (T_2 - T_c)}$$

так как:

$$T_a = \frac{T_c}{\epsilon^{\kappa-1}}, \quad T_e = \frac{T_2}{\epsilon^{\kappa-1}}, \quad \text{то}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_e - T_a}{T_2 - T_e} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad \text{7}$$

Это выражение показывает, что термический к.п.д. зависит от степени сжатия, с повышением которой величина его возрастает.

Величина η_t в зависимости от ϵ колеблется в пределах $\eta_t = 0,3 \div 0,5$.

Для сравнения приводим выражение для термического к.п.д. цикла Дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa (\rho - 1)} \quad \text{8}$$

и цикла Сабата

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\epsilon^{\kappa-1} \left[(\lambda - 1) + \kappa \cdot \lambda (\rho - 1) \right]} \quad \text{9}$$

Здесь $\rho = \frac{V_2}{V_c}$ - степень предварительного расширения.

$\lambda = \frac{P_3}{P_c}$ - степень повышения давления.

б. Индикаторным к.п.д. η_i называется отношение тепла A_{Σ} , обращенного в работу газов в цилиндре двигателя, работающего по действительному циклу /с потерями/, к затраченному теплу Q_1 ,

$$\eta_i = \frac{A_{\Sigma}}{Q_1}$$

Индикаторный к.п.д. показывает степень использования затраченного тепла на работу, развиваемую в цилиндре реального двигателя.

Если при часовом расходе топлива G_m кг/час /м³/час/ с теплотворной способностью H_u кал/кг /кал/м³/ двигатель имеет индикаторную мощность N_i л.с., то индикаторный к.п.д. будет:

$$\eta_i = \frac{632 \cdot N_i}{G_m \cdot H_u} = \frac{632}{\frac{G_m}{N_i} \cdot H_u} = \frac{632}{g_i \cdot H_u} \quad \text{10}$$

Здесь 632 кал. - термический эквивалент силы-гаса.

В автотракторных двигателях величина η_i колеблется в пределах:

жидкое топливо $\eta_i = 0,23 \div 0,27$

генерат. газ $\eta_i = 0,22 \div 0,23$

в. Относительным к.п.д. η_g называется отношение индикаторной работы к теоретической

$$\eta_g = \frac{L_i}{L_t}$$

Этот коэффициент показывает потерю работы газов действительного двигателя по отношению к идеальному.

Общее выражение можно представить в виде:

$$\eta_g = \frac{A L_i}{A L_t} \cdot \frac{Q_1}{Q_1} = \frac{\eta_i}{\eta_t} \quad 11$$

т.е. относительный к.п.д. представляет собою отношение индикаторного к.п.д. к термическому. Для автотракторных величина η_g колеблется в пределах:

жидкое топливо	$\eta_g = 0,78 \div 0,80$
генерат. газ	$\eta_g = 0,64 \div 0,66$

г. Механическим к.п.д. называется отношение эффективной работы / работы на валу машины / к индикаторной

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{M_e}{M_i} \quad 12$$

Этот коэффициент оценивает механические потери двигателя. Он может быть представлен в виде:

$$\eta_m = \frac{M_e}{M_i} = \frac{M_i - M_2}{M_i} = 1 - \frac{M_2}{M_i} \quad 13$$

Величина механического к.п.д. для автотракторных двигателей, колеблется в пределах:

жидкое топливо	$\eta_m = 0,80 \div 0,82$
генерат. газ	$\eta_m = 0,58 \div 0,60$

д. Эффективным к.п.д. называется отношение тепла $A L_e$, обращенного в действительную работу на валу двигателя к затраченной теплу

$$\eta_e = \frac{A L_e}{Q_1}$$

Этот коэффициент показывает степень использования затраченного тепла на работу, развиваемую на валу реального двигателя.

Аналогично индикаторному к.п.д. находим:

$$\eta_e = \frac{632}{9_e H_u} \quad 14$$

Эффективный к.п.д. можно представить в виде:

$$\eta_e = \frac{A L_e}{Q_1} \cdot \frac{A L_i}{A L_i} = \frac{A L_e}{A L_i} \cdot \frac{A L_i}{Q_1}$$

или согласно формул 12 и 11.

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_g \quad 15$$

Это выражение дает связь между всеми коэффициентами полезного действия и показывает, что величина η_e зависит от целого ряда факторов

Величина η_e для автотракторных двигателей колеблется в пределах:

жидкое топливо	$\eta_e = 0,20 \div 0,22$
генер. газ	$\eta_e = 0,18 \div 0,20$

е. Коэффициент подачи.

Для характеристики совершенства процесса

всасывания двигателя пользуются величиной коэффициента подачи.

Различают два коэффициента подачи:

η_v^c - по смеси и η_v^b - по воздуху.

Коэффициентом подачи по смеси называется отношение веса смеси G_g^c , засосанной в двигатель за процесс всасывания к весу смеси G_o^c , заполняющей рабочий объем цилиндра V_n при температуре и давлении наружного воздуха (p_o, T_o) :

$$\eta_v^c = \frac{G_g^c}{G_o^c} \quad \dots \quad 16$$

Коэффициентом подачи по воздуху называется отношение веса воздуха, засосанного в двигатель за процесс всасывания, к весу воздуха заполняющего рабочий объем при давлении и температуре наружного воздуха (p_o, T_o) :

$$\eta_v^b = \frac{G_a^b}{G_o^b} \quad \dots \quad 17$$

Если обозначить через γ_o - удельный вес смеси или воздуха при наружных условиях (p_o, T_o) и γ_a - тоже при условиях в цилиндре (p_a, T_a) , то коэффициент по смеси или по воздуху можно представить в виде:

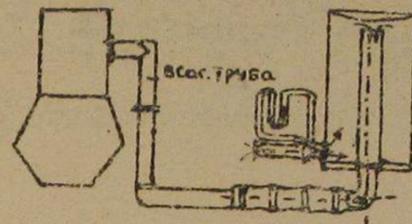
$$\eta_v = \frac{G_g}{G_o} = \frac{V_n \cdot \gamma_a}{V_n \cdot \gamma_o} = \frac{V_e \cdot \gamma_o}{V_n \cdot \gamma_o} = \frac{V_e}{V_n} \quad \dots \quad 18$$

где V_e объем поступившего в цилиндр воздуха или смеси, приведенный к наружным условиям. Следовательно, коэффициент подачи может быть выражен как отношение объема засосанной смеси / или воздуха /, приведенный к p_o и T_o ,

к рабочему объему цилиндра.

Для бензиновых двигателей коэффициент подачи по смеси на 5-8% больше коэф. подачи по воздуху

$$\eta_v^c = 1,05 \div 1,08 \eta_v^b$$



Фиг. 10

Коэффициент подачи по смеси можно принять равным.

$$\eta_v^{\text{бенз}} = 0,82, \quad \eta_v^{\text{кер}} = 0,70; \quad \eta_v^{\text{гоз}} = 0,68$$

ж. Коэффициент избытка воздуха при горении.

Обозначим через L_o кгр / или m^3 / количество воздуха, теоретически необходимое для полного горения 1 кгр / или m^3 / топлива, а L_d кгр / или m^3 / - действительное количество воздуха, находящееся в цилиндре при горении этого количества топлива.

Отношение $\alpha_4 = \frac{L_d}{L_o}$ называется коэффициентом избытка воздуха при горении по цилиндру.

В данном значении α_4 учитывается кислород, вошедший в цилиндр с газовойоздушной смесью и кислород, содержащийся в остаточных продуктах горения.

Если же устанавливается отношение количества воздуха, содержащегося в рабочей смеси до поступления ее в цилиндр L_0 /всасывающая труба/ к количеству воздуха, теоретически необходимого для сгорания топлива L_0 кгр/кгр.

$$\alpha = \frac{L_0}{L_0} \quad \dots \quad 20$$

То указанное отношение называют коэффициентом избытка воздуха при горении по всасывающей трубе.

Практически в автотракторных двигателях $\alpha = \alpha_y$. Коэффициент избытка воздуха при горении в этом типе двигателей колеблется в пределах:

- бензин $\alpha = 1,05 \div 1,15$
- керосин $\alpha = 1,2$
- генер. газ $\alpha = 1,05 \div 1,2$.

3. Коэффициент смешения.

Состав рабочей смеси характеризуется коэффициентом смешения, под которым подразумевается отношение количества воздуха в смеси G_v к количеству находящегося в ней топлива G_m .

$$m = \frac{G_v}{G_m} \quad \dots \quad 21.$$

При количестве воздуха L_0 теоретически необходимая для сгорания 1 кгр./м³/ топлива, на G_m кгр./м³/ теоретически потребно воздуха $G_m \cdot L_0$.

В действительности же в смеси содержится воздуха $G_v = \alpha G_m \cdot L_0$. Подставляя это

выражение в формул. 21, находим:

$$m = \frac{\alpha G_m \cdot L_0}{G_m} = \alpha L_0 \quad \dots \quad 22$$

Отсюда следует, что качество рабочей смеси может быть оценено коэффициентом избытка воздуха при горении /по всасывающей трубе/.

II Падение мощности карбюраторного двигателя при переходе на генераторный газ.

1. Факторы, влияющие на мощность д.в.г.

Для выяснения причин, вызывающих понижение мощности карбюраторного двигателя при переходе на газ, выведем уравнения мощности.

Работа за цикл по ф. 2.

$$L_i = P_i V_n = P_i F \cdot S \text{ кгр-мтр.},$$

где $P_i \frac{\text{кгр}}{\text{м}^2}$ — среднее индикаторное давление.

$F \text{ м}^2$ — площадь поршня.

$S \text{ м}$ — ход поршня.

Так как 4^х тактивный цикл совершается за 2 оборота вала, то следовательно $L_i = P_i V_n$ есть работа, совершаемая за 2 оборота.

Работа за один оборот будет:

$$\frac{P_i \cdot V_n}{2} \frac{\text{кгр-мтр.}}{\text{оборот.}}$$

а работа за n - оборотов

$$\frac{P_i \cdot V_n \cdot n}{2} \frac{\text{кгр-мтр.}}{\text{минута.}}$$

Если двигатель делает в минуту „ n “ оборотов,

то последнее выражение дает работу за минуту.

Работа за секунду равна

$$\frac{P_i \cdot V_n \cdot n}{2 \cdot 60} \frac{\text{кгр-метр}}{\text{сек.}}$$

Индикаторная мощность в л.с. двигателя с числом цилиндров i :

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_n \cdot n \cdot i}{75 \cdot 60 \cdot 2} = \frac{P_i \cdot V_n \cdot n \cdot i}{9000} \text{ л.с.} \quad 23$$

где P_i в $\frac{\text{кгр}}{\text{см}^2}$ и V_n в м^3
 Выразая P_i в $\frac{\text{кгр}}{\text{см}^2}$, $F = \frac{\pi D^2}{4}$ в см^2 , D в см ,
 и S в метр , получаем:

$$N_i = \frac{P_i \cdot F \cdot S \cdot n \cdot i}{9000} = \frac{P_i \cdot 0,785 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot i}{9000} \text{ л.с.} \quad 24$$

Выражение для индикаторной мощности можно представить и в другом виде, исходя из часо-вого расхода топлива.

часовой расход газа в м^3 | при P_0, T_0 |

$$V_{\text{газа}} = g_i \cdot N_i = g_i \frac{P_i \cdot V_n \cdot n \cdot i}{0,9} \quad 25$$

где P_i в $\frac{\text{кгр}}{\text{см}^2}$ и V_n в м^3
 так как $g_i = \frac{632}{g_i H_u}$, то $g_i = \frac{632}{g_i H_u} \dots 26$

где H_u в $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ (P_0, T_0).

Если двигатель работает с коэффициентом избытка воздуха, равным $\alpha = \frac{L_0}{L_0}$, то для сгорания одного метрокуба газа необходимо воздуха

$$L_0 = \alpha L_0 \text{ м}^3 (P_0, T_0)$$

объем газозоудушной смеси, получаемый из одного метрокуба газа, равен

$$(1 + \alpha L_0) \text{ м}^3 (P_0, T_0)$$

следовательно, если двигатель засасывает

в час смеси (газ + воздух):

$$V_n \cdot \eta_v \cdot \frac{n}{2} \cdot 60 \cdot i \text{ м}^3 (P_0, T_0)$$

то при заданном коэффициенте избытка воздуха α в него поступит за час газа:

$$V_{\text{газа}} = \frac{V_n \cdot \eta_v \cdot n \cdot 60 \cdot i}{2(1 + \alpha L_0)} \frac{\text{м}^3 (P_0, T_0)}{\text{час}} \quad 27$$

Подставляя в ур-ние 25 значение g_i по формуле 26 и значение $V_{\text{газа}}$ по формуле 27, находим

$$\frac{V_n \cdot \eta_v \cdot n \cdot 60 \cdot i}{2 \cdot (1 + \alpha L_0)} = \frac{632}{g_i \cdot H_u} \cdot \frac{P_i \cdot V_n \cdot n \cdot i}{0,9}$$

Откуда $P_i = \frac{27}{632} \cdot \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{\text{кгр}}{\text{см}^2} \quad 28$

и уравнение индикаторной мощности

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot V_n \cdot n \cdot i \text{ л.с.} \quad 29$$

Найдем теперь уравнение для N_i в случае жидкого топлива.

Пусть при жидком топливе часовой расход топлива:

$$B = g_i \cdot N_i = g_i \frac{P_i \cdot V_n \cdot n \cdot i}{0,9} \frac{\text{кгр}}{\text{час}} \quad 30$$

Имеем в виду, что $g_i = \frac{632}{g_i \cdot H_u} \frac{\text{кгр}}{\text{л.с.ч.}}$ 31

$$H_u \frac{\text{кал}}{\text{кгр}}$$

При заданном коэффициенте избытка воздуха α . Объем бензино-воздушной смеси, получаемой из одного килограмма бензина равен $\frac{10}{m} + \alpha L_0 \text{ м}^3$ при P_0, T_0 32

где $m = 105$ молекулярный вес паров бензина.

$L_0 \frac{m^3}{кг}$ (P_0/T_0) - теорет. количество воздуха, потребное для горения 1 кг топлива

$V_0 \frac{m^3}{моль}$ (P_0/T_0) - объем моля паров бензина при наружних условиях

при $0/760$ объем моля $V_0 = 22,4 \frac{m^3}{моль}$

и $\frac{V_0}{m} = \frac{22,4}{105} = 0,213 m^3$

Пренебрегая $\frac{V_0}{m}$ ввиду малого значения по сравнению с αL_0 (при $\alpha = 1,1$ $\alpha L_0 = 11 \cdot 11,4 = 12,5 m^3$ ($0/760$)) имеем объем смеси из 1 кг топлива $\alpha L_0 m^3$ при $P_0 T_0$

Следовательно, если двигатель засасывает в час смеси $\frac{V_n \cdot \eta_v^c \cdot 60 \cdot n \cdot i}{2}$, то при заданном коэффициенте избытка воздуха в него поступит бензина за час

$$B = \frac{V_n \cdot \eta_v^c \cdot 60 \cdot n \cdot i}{2 \cdot \alpha L_0} \frac{кг}{час} \dots 33$$

Подставляя в формулу 30 значения η_i и B из 31 и 33 имеем:

$$\frac{V_n \cdot \eta_v^c \cdot 60 \cdot n \cdot i}{2 \cdot \alpha L_0} = \frac{632}{\eta_i H_u} \cdot \rho \frac{V_n \cdot n \cdot i}{0,9}$$

Откуда среднее индикаторное давление

$$P_i = \frac{27}{632} \frac{H_u}{\alpha L_0} \eta_v^c \cdot \eta_i \frac{кг}{см^2} \dots 34$$

и индикаторная мощность

$$N_i^c = \frac{30}{632} \frac{H_u}{\alpha L_0} \eta_v^c \cdot \eta_i \cdot V_n \cdot n \cdot i \text{ л.с.} \dots 35$$

Сопоставляя уравнения индикаторной мощности для газа и бензина, обозначив

$h_u^c = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{кал.}{m^3}$ - теплотворн. способность m^3 рабочей газовой смеси.

$h_u^c = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{кал.}{m^3}$ - теплотворн. способность рабочей смеси, получаемой из 1 кг жидкого топлива,

находим, что мощность двиг. при переводе на газ будет равна

$$N_i^g = N_i^* \cdot \frac{h_u^g}{h_u^*} \cdot \frac{\eta_v^{c.g}}{\eta_v^{c.*}} \cdot \frac{\eta_i^g}{\eta_i^*} \text{ л.с.} \dots 35$$

Выведем уравнение для эффективной мощности, дав его в более развернутом виде, чем для индикаторной мощности.

Так как

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_d = \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n-1}}\right) \cdot \eta_d$$

согласно формулам 7 и 11, то окончательно эффективная мощность двигателя при переходе на газ:

$$N_e^g = N_e^* \cdot \frac{h_u^g}{h_u^*} \cdot \frac{\eta_v^{c.g}}{\eta_v^{c.*}} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n-1}}}{1 - \frac{1}{\epsilon_m^{n-1}}} \cdot \frac{\eta_d^g}{\eta_d^*} \cdot \frac{\eta_m^g}{\eta_m^*} \text{ л.с.} \dots 36$$

Таким образом основными факторами, влияющими на индикаторную мощность, будут:

1. Теплотворная способность рабочей смеси $h_u^c \frac{кал.}{m^3}$
2. Коэффициент подачи по смеси η_v^c
3. Степень сжатия: ϵ
4. Относительный к.п.д: η_d
5. Механический к.п.д: η_m

В зависимости от соотношения этих величин, получаемых при работе на жидком и газообразном топливе, будет изменяться и мощность двигателя.

Как показывает подсчет и опыты бензиновый и керосиновый двигатель значительно [до 75%]

снижает эффект. мощность при переводе его без соответствующих переделок на генераторный (угольный, дровяной) газ. Это объясняется уменьшением некоторых из перечисленных выше величин.

Таким образом, чтобы уменьшить падение мощности и установить практические мероприятия по борьбе с ее потерей нужно найти причины, влияющие на отмеченные нами факторы.

Это и является основным вопросом в излагаемом ниже материале. В связи с тем, что транспортные двигатели работают при переменном скоростном режиме, мы считаем необходимым предположить намеченному нами анализу указанного вопроса понятие о так называемых "характеристиках двигателя". Знание характеристик позволит оценивать поведение двигателя в различных условиях его работы.

III Характеристика двигателей.

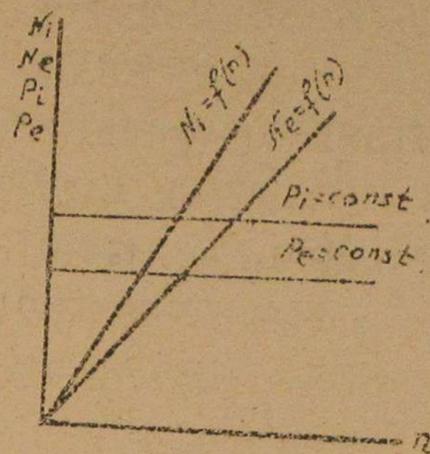
Внешняя характеристика

1. Мощность.

Формулу 23 индикаторной мощности можно представить в более простом виде.

$$N_i = K \cdot P_i \cdot n \quad \dots \quad 37$$

где $K = \frac{V_{ni}}{0,9}$ константа для данного двигателя. Отсюда следует, что при $P_i = const$ индикаторная мощность мотора с увеличением числа оборотов возрастает по закону прямой линии. (Фиг 11).



Фиг. 11

Согласно формулы:

$$N_e = K \cdot P_e \cdot n \quad \dots \quad 38$$

эф. мощность при постоянном среднем эф. давл. $P_e = const$ изменяет также по закону прямой линии с увеличе-

нием числа оборотов (Фиг. 11).

Так как среднее индик. давление

$$P_i = K_1 \cdot \frac{N_e}{\alpha V_0} \cdot \eta_v^c \cdot \eta_i \quad \dots \quad 39$$

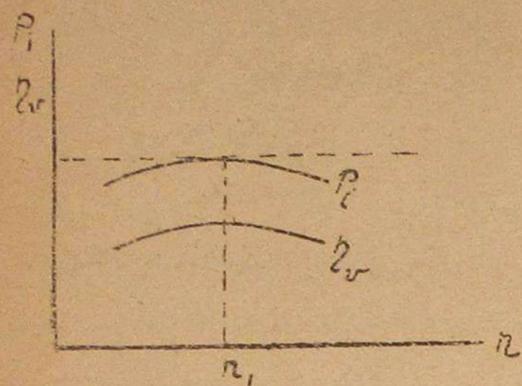
где $K_1 = \frac{27}{632}$, то следовательно, указанный закон изменения индик. мощности возможен только в том случае, когда при увеличении числа оборотов остается неизменным / для соблюдения условия $P_i = const$ / произведение коэффициентов, входящих в первую часть указанного уравнения для P_i .

При работе на неизменном составе жидкого топлива (или газа) $N_u = const$, т.е. тепло-творная способность газа не меняется.

При неизменной регулировке качества смеси коэффициент избытка также не изменяется ($\alpha = const$).

По опытам Рикардо при неизменном коэф. избытка воздуха величина индик. к.п.д для бензина изменяется всего на 1,5 ÷ 2%. Поэтому можно считать, что число оборотов не влияет

на η_i , т.е. $\eta_i = \text{const}$.



Фиг. 12

Это же касается коэф. подачи η_v^c , то он изменяется по кривой указанной на фиг. 12. Из этой кривой следует что η_v^c имеет максимум только при некотором одном значении числа оборотов n_1 .

С уменьшением числа оборотов (т.е. при оборотах меньше n_1) коэффициент подачи падает из-за обратного выталкивания смеси. При постоянных фазах газораспределения отрегулированных на максимум наполнения это падение вызвано излишней продолжительностью процесса наполнения.

С повышением числа оборотов (выше n_1) коэффициент подачи также падает. В этом случае сильно ухудшается процесс наполнения и создаются большие гидродинамические сопротивления во всасывающей системе.

Таким образом, если считать

$$V_u = \text{const}; d = \text{const}; \eta_i = \text{const}.$$

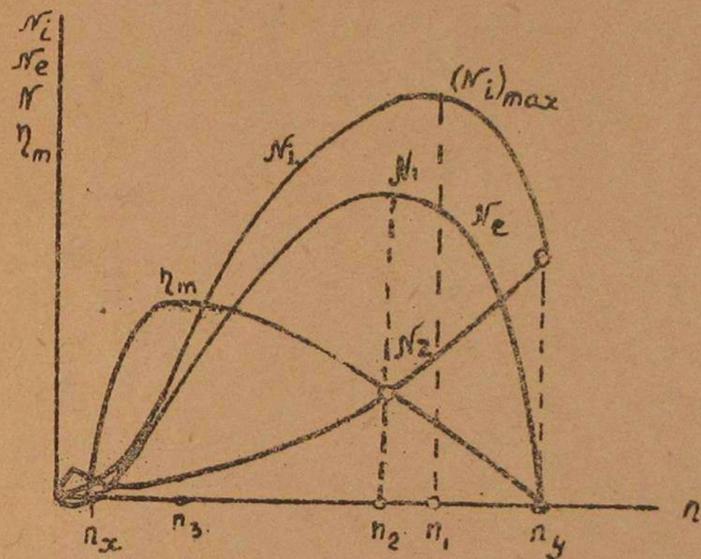
то среднее индикаторное давление будет изменяться по закону $P_i = K_2 \cdot \eta_v^c$, т.е. кривая для P_i будет иметь тот же вид, что и кривая для η_v^c (фиг. 12).

Таким образом, с увеличением числа оборотов P_i изменяется и, следовательно, индикаторная мощность будет возрастать только до тех пор, пока увеличивается произведение: $P_i \cdot n$.

Когда понижение P_i делается более значительным, чем рост числа оборотов, индикаторная мощность начнет уменьшаться.

Следовательно, кривая N_i будет иметь при некотором числе оборотов максимум.

На фиг. 13 дана кривая действительного



Фиг. 13

изменения N_i при увеличении числа оборотов и неизменном положении заслонки, регулирующей количество всасываемой смеси.

Мощность, затрачиваемая на преодоление вредных сопротивлений двигателя N_2 / так называемая мощность

механических потерь, как показали исследования, возрастает с увеличением числа оборотов по закону параболы (Фиг. 13)

$$N_2 = C \cdot n^a \quad 40$$

где C - некоторая постоянная величина и $a = 1,75 \div 2,0$

Так как эффективная мощность равна:

$$N_e = N_i - N_2$$

то кривая для N_e должна получиться вычитанием кривых N_i и N_2 . При $n=0$ /двигатель стоит/

как индикаторная, так и мощность механических потерь, равны нулю.

Следовательно, при $n=0$ и $N_e=0$

Но так как, начиная с $n=0$ до некоторого числа оборотов n_x , мощность трения N_f оказывается больше мощности N_i , развиваемой двигателем, то в этом диапазоне оборотов эффективная мощность будет иметь отрицательное значение и кривая N_e расположится ниже оси абсцисс. Это означает, что в указанный период работы двигатель не только не развивает полезной эффективной мощности, но еще требует для своего вращения подведения энергии. Точка пересечения кривых для N_i и N_f показывает, что при некотором числе оборотов n_y индикаторная мощность равна мощности механических потерь. Это значит, что при данном числе оборотов вся индикаторная мощность затрачивается на преодоление вредных сопротивлений, т.е. двигатель будет работать только на себя. Очевидно при дальнейшем возрастании числа оборотов из-за еще большего снижения индикаторной мощности (кривая N_i падает) и дальнейшего роста внутренних потерь (кривая N_f возрастает) работа двигателя невозможна. Таким образом, число оборотов n_y является предельным. В этот момент $N_e=0$.

Так как, начиная с n_x индикаторная мощность растет быстрее, чем мощность механических потерь, то на некотором участке от n_x до n_y будет повышение кривой эффективной мощности. С того момента, когда относительный

прирост N_e делается больше прироста N_i , кривая N_e начнет понижаться.

Таким образом, для N_e установится максимум. Ему будет соответствовать некоторое число оборотов n_z .

Так как перегиб кривой N_e наступит раньше, чем кривой N_i , то следовательно n_z будет меньше n_y .

2. Удельный расход топлива.

Кривая изменения удельного веса индикаторного расхода топлива g_i от числа оборотов будет определяться характером изменения величины индикат. к.п.д., так как

$$g_i = \frac{632}{\eta_i \cdot N_i}$$

Ранее было указано, что влияние числа оборотов на η_i при $\alpha = \text{const}$ настолько ничтожно, что его можно принять неизменяющимся.

Поэтому, с повышением числа оборотов g_i остается постоянным /при $\alpha = \text{const}$ /.

Так как удельный эффективный расход

$$g_e = \frac{632}{\eta_e \cdot N_e}$$

где

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

то

$$g_e = \frac{632}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot N_i}$$

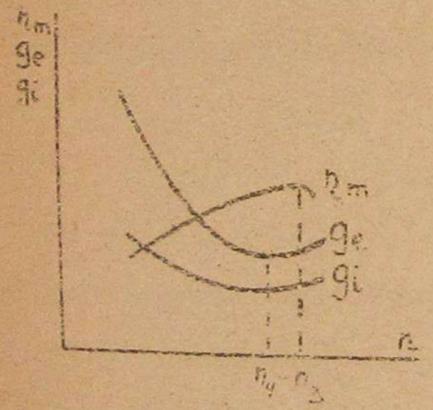
41

Кривые на фиг. 13 показывают, что с увеличением числа оборотов отношение $\frac{N_e}{N_i}$ с

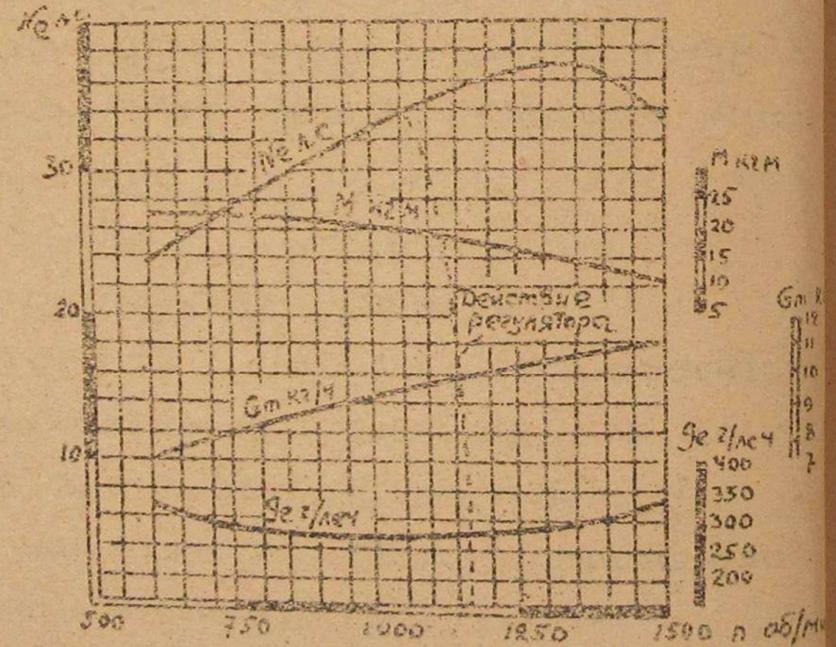
некоторого n_3 уменьшается, т.е. механический к.п.д. падает. Поэтому удельный эффективный расход топлива понижаясь при возрастании числа оборотов до n_3 , начнет затем повышаться.

В действительности η_i изменяется с числом оборотов. Следовательно кривая g_i не будет прямой. Это отразится и на кривой g_e , минимум которой сдвинется с n_3 в n_4 .

Кривая эффе. удельного расхода топлива дана на фиг. 14. Она имеет минимум, который



Фиг. 14.



Фиг. 15.

не совпадает с максимумом N_e . Минимум g_e всегда получается при числе оборотов меньшем тем для $N_e \max$ (фиг. 15). Число оборотов для $g_e \min$ определяет наиболее экономичную работу двигателя, а для $N_e \max$ наибольшую мощность его при полном открытии дросселя.

3. Кривые изменения эффективной мощности

и эффективного удельного расхода топлива в зависимости от числа оборотов, полученных при работе двигателя с полным открытием дросселя, с эксплуатационной регулировкой карбюратора и наиболее выгоднейшем угле опережения зажигания, называются внешней характеристикой двигателя.

Кривые внешней характеристики получают опытным путем, испытанием двигателя на тормозном станке.

При испытании двигатель работает на механический, гидравлический или электрический тормоз. При полном открытии дросселя, эксплуатационной регулировке карбюратора и наиболее выгоднейшем угле зажигания определяется для различных чисел оборотов величина крутящего момента M и часовой расход топлива G_m .

Зная крутящий момент в кг.мтр. и расход топлива $\frac{кгр}{час}$ (или $\frac{л^3}{час}$) для какого либо числа оборотов n , подсчитывают предельную мощность из

$$N_e = \frac{M \cdot n}{716,2} \text{ л.с.} \quad (42)$$

и эффективный удельный расход топлива

$$g = \frac{G_m}{N_e} \frac{кгр}{час} \left(\frac{л^3}{час} \right) \quad (43)$$

Удельный расход газа приводится к $0^\circ C$ и 760 мм или $15^\circ C$ и 735,6 мм рт.ст.

Нередко приводят к нормальным условиям и эф. мощности, пользуясь формулой

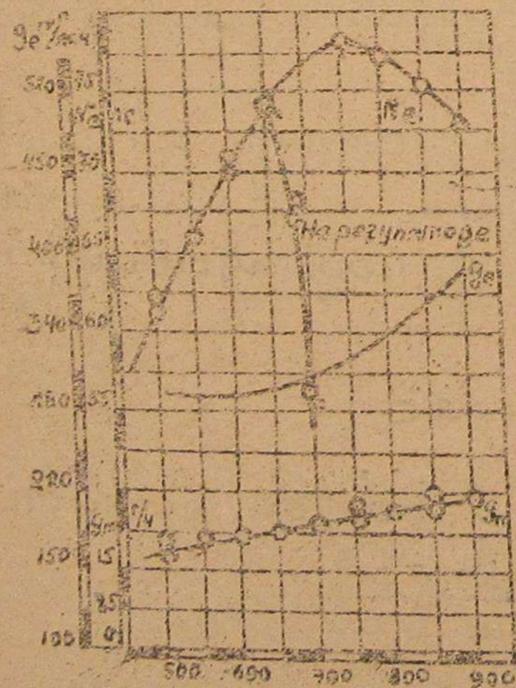
$$N_e^{пр} = \frac{N_e (273 + t)}{273 + 15} \cdot \frac{760}{B} \text{ л.с.} \quad . \quad 44$$

где t и B температура и барометрическое давление в момент испытания.

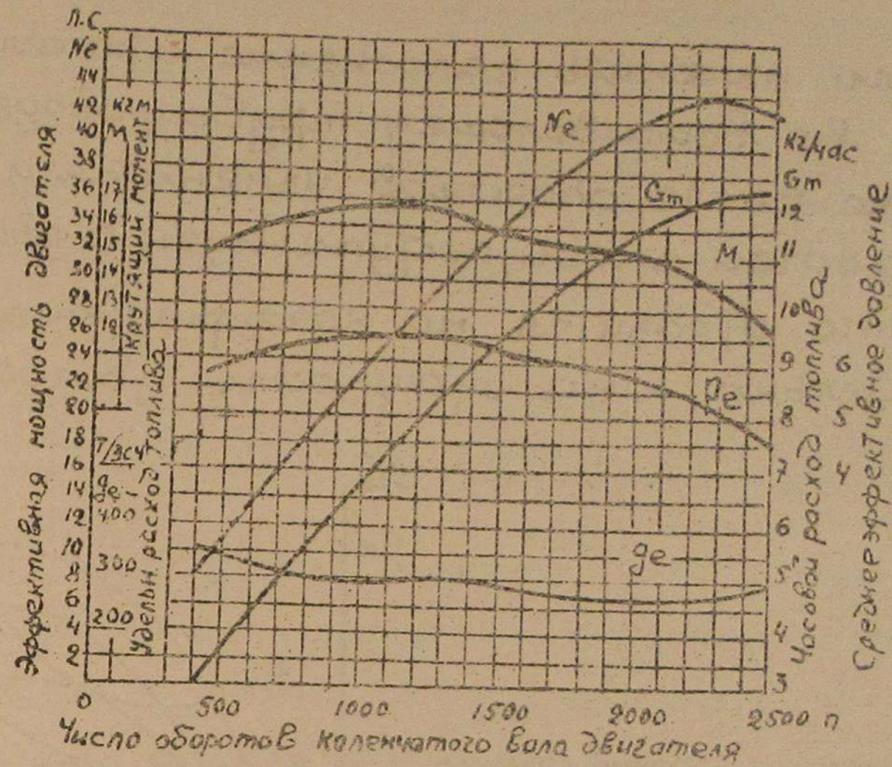
В число кривых внешней характеристики помимо N_e и g_e включают также и кривые крутящего момента M и часового расхода топлива G_m .

На фиг. 15 дана внешняя характеристика для тракторного двигателя ХТЗ при работе на керосине, а на ф. 16 для тракторного двигателя "Сталинец".

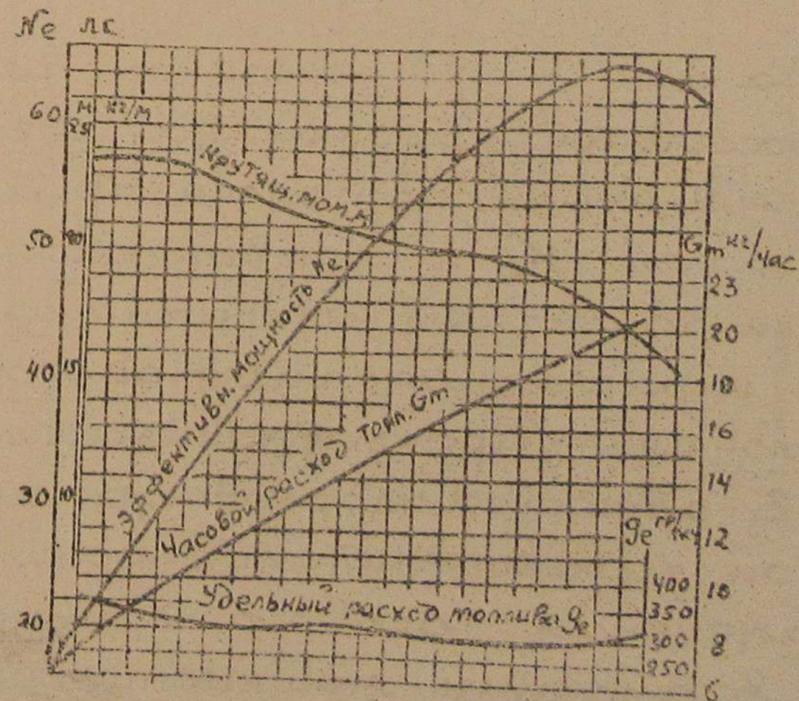
На ф. 17 изображены кривые внешней характеристики для автомобильного двигателя ГАЗ, а на фиг. 18 для АМО-3.



Фиг. 16



Фиг. 17

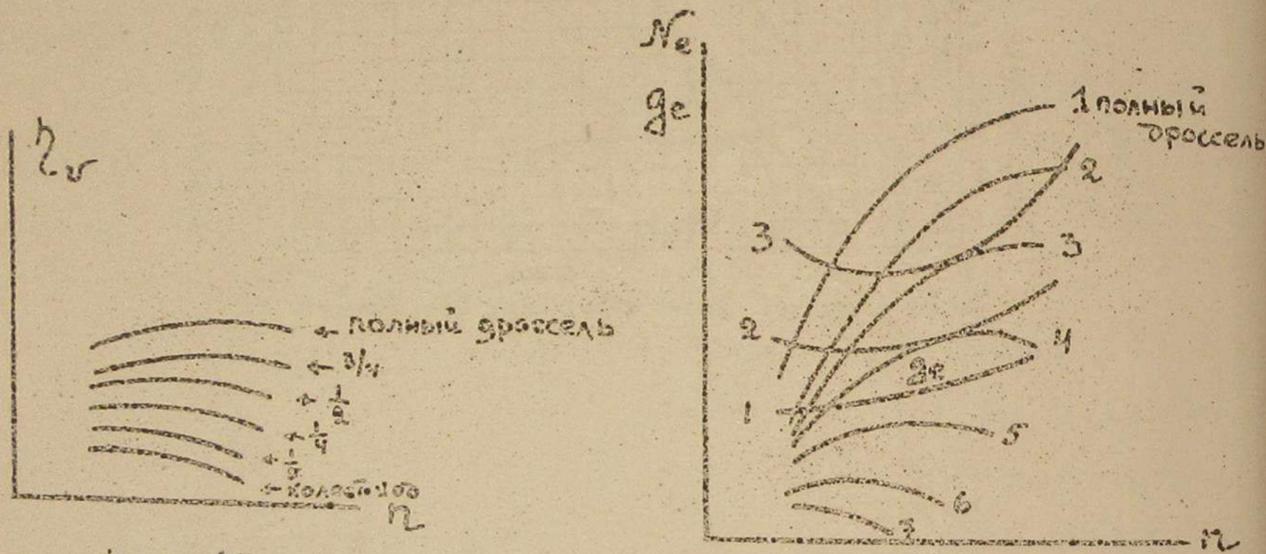


Фиг. 18

Дроссельные характеристики

Если изменить положение дроссельной заслонки во всасывающей трубопроводе, то при том же числе оборотов изменится и количество рабочей смеси, поступающей в двигатель.

Это отразится на коэффициенте подачи, а следовательно, и на мощности двигателя.



Фиг. 19

Фиг. 20

На фиг. 19 и 20 показано влияние положения дроссельной заслонки на коэффициент подачи и мощность двигателя. Кривые предельных мощностей N_e и соответствующие им g_e , снятые при различном открытии дроссельной заслонки и различном числе оборотов, называются дроссельными характеристиками.

В автотракторных двигателях под дроссельной характеристикой понимают иногда кривую изменения часового G_m и удельного расхода g_e в функции мощности двигателя N_e , получаемой при различном открытии дросселя

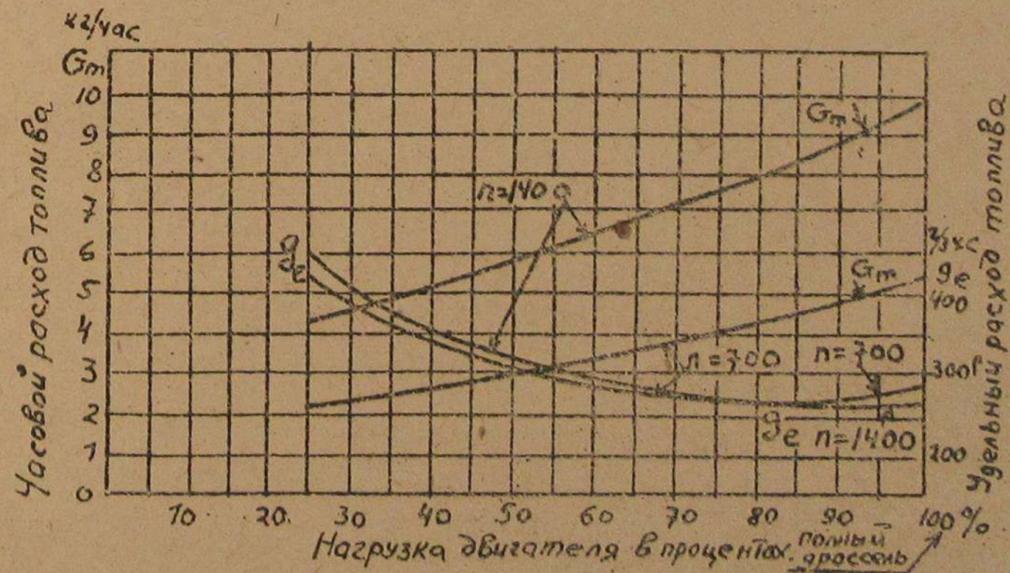
и неизменном числе оборотов / ф. 21/.

Дроссельные характеристики этого вида для различных чисел оборотов можно получить из кривых N_e и g_e (ф. 20). На ф. 21 даны дроссельные характеристики автомобильного двигателя при работе его на жидком топливе.

Регуляторная характеристика

Регуляторная характеристика показывает изменение предельной мощности N_e , часового G_m и удельного g_e расхода топлива в функции оборотов двигателя при наличии у него регулятора.

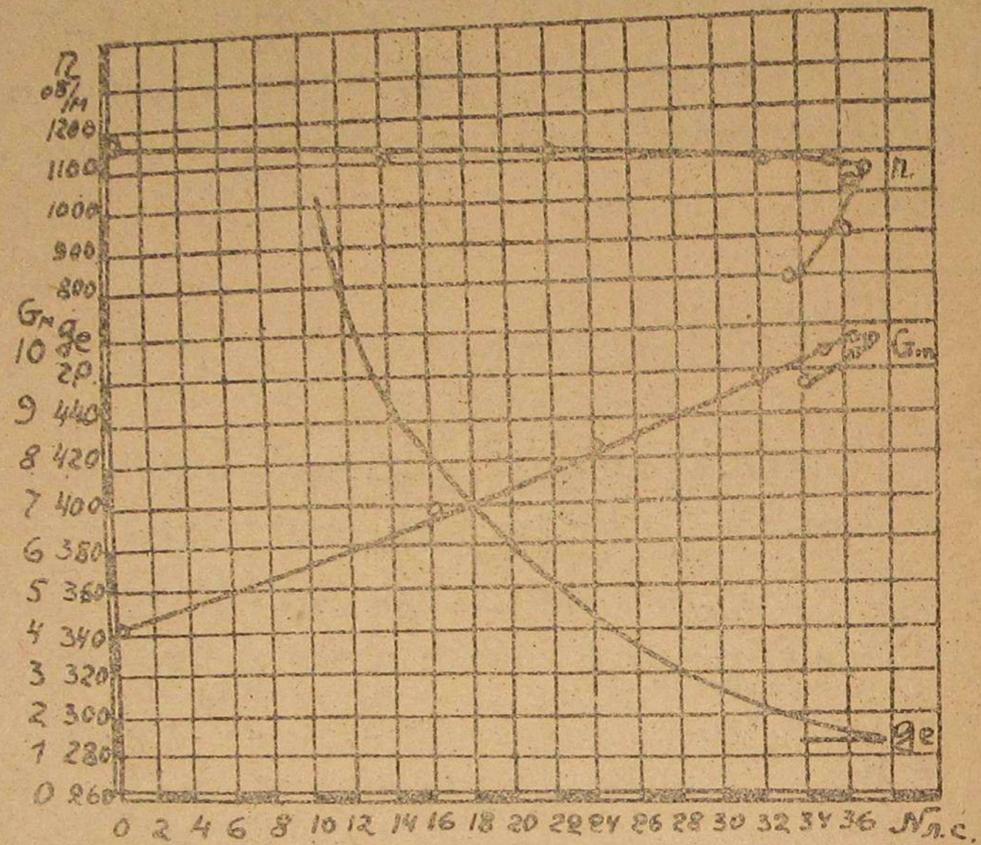
Такие кривые даны на ф. 15 и 16.



Фиг. 21.

Момент резкого падения кривой N_e означает начало действия регулятора. Регуляторная характеристика может

Быть построена и в зависимости от нагрузки M_e . На ф. 22 дана такая кривая для с.т.з



Фиг. 22

Регуляторная характеристика снимается при наиболее выгоднейшей регулировке карбюратора и опережения зажигания. До числа оборотов, при котором начинает сказываться действие регулятора, регуляторная характеристика для M_e должна совпадать с внешней характеристикой, снятой без регулятора. Несовпадение этих кривых может произойти при неправильном присоединении троса к регулятору или неверной установке упора для рычага дроссельной заслонки, вызывающей неполное ее открытие.

Винтовая характеристика.

Рассмотренные выше кривые изменения M_e , от числа оборотов и положения дроссельной заслонки характеризуют двигатель с точки зрения получения предельных мощностей M_e и соответствующих им M, G_m и n в лабораторных условиях при работе на тормоз.

При работе же на судне поведение двигателя будет определяться винтом.

Поэтому с эксплуатационной точки зрения весьма важно знать характер изменения указанных выше величин при режиме, устанавливаемом винтом.

Опыты и теоретические рассуждения показывают, что момент, необходимый для вращения винта, можно выразить формулой:

$$M_e = C \cdot \gamma_0 \cdot n^2 \quad 45$$

где C - постоянная величина зависящая от геометрических параметров винта.

γ_0 - плотность среды (воды).

n - число оборотов винта в минуту.

Мощность, потребная на вращение винта

$$N_e = \frac{M_e \cdot \omega}{75} = \frac{C \cdot \gamma_0 \cdot n^2 \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 30} = C_1 \cdot n^3 \quad 46$$

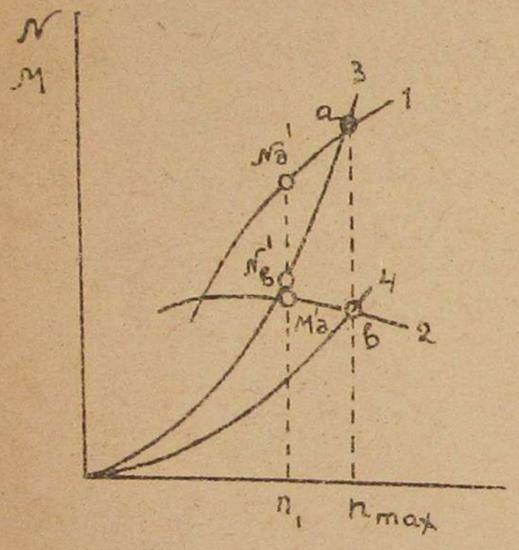
*) В эту формулу должен быть введен еще коэффициент, учитывающий влияние на M_e скорости движения судна. Для упрощения считаем его постоянным и равным единице.



здесь $C_1 = \frac{c \cdot \pi \cdot \chi_0}{75 \cdot 30}$ постоянная величина на при $\chi_0 = \text{const.}$

Из указанных выражений следует, что кривая крутящего момента есть квадратная парабола, а кривая мощности - кубическая парабола.

Допустим, что при полном открытии дросселя двигатель даст кривую предельных мощностей 1 и моментов 2 (фиг. 23).



Фиг. 23.

Пусть мощность, потребная для вращения винта изменяется в зависимости от числа оборотов по кривой 3 [кубическая парабола], а момент по кривой 4 [квадратная парабола].

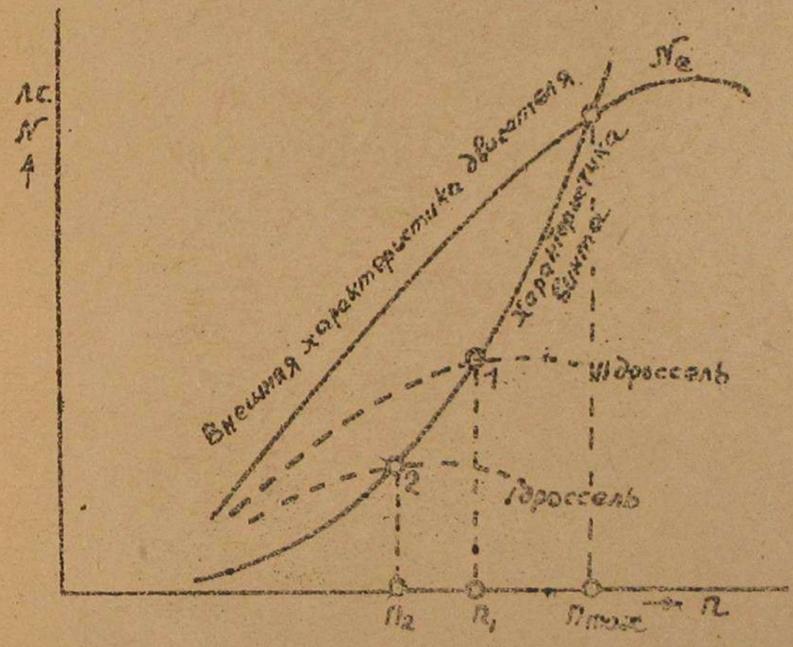
Тогда по закону равенства действия и противодействия

равновесный режим установится при том числе оборотов n_{max} , при котором кривые M_{zv} и M_v (или M_{zv} и M_v) пересекутся.

При двигателе с указанной кривой предельных мощностей достигнуть большего числа оборотов нельзя, т.к. при дальнейшем увеличении оборотов мощность, требуемая винтом оказывается больше мощности, которую может развить двигатель.

Для уменьшения же числа оборотов винта необходимо, очевидно, уменьшить мощность

двигателя настолько, чтобы она была равна мощности, требуемой винтом. Для этого нужно прикрыть дроссель, установив его так, чтобы кривая M_{zv} при новом его положении пересекла кривую M_v . Кривая, лежащая на пересечении дроссельных характеристик двигателя кривой M_v будет показывать мощность двигателя, развиваемую им при разном числе оборотов в случае работы на винт (фиг. 24).



Фиг. 24.

Эта кривая называется винтовой характеристикой двигателя. Она показывает, что действительная характеристика M_v двигателя при работе на судне изменяется так же как кривая

мощности, затрачиваемой на вращение винта, т.е. по кубической параболе.

Условия, определяющие работу двигателя на винт называют режимом судовой параболы

Если известно предельное число оборотов, при котором двигатель будет работать на винт в действительных условиях [при полном открытии дросселя], то имея внешнюю

характеристику двигателя, можно легко найти и винтовую характеристику.

Метод определения ее таков. По заданному значению N_{max} находят на внешней характеристике соответствующее ему значение n_{max} .

Для любых других чисел оборотов n_1, n_2, n_3 , соответствующее им мощности винта N_1, N_2, N_3 определяются согласно ф. 46 из:

$$N_1 = N_{max} \left(\frac{n_1}{n_{max}} \right)^3 \text{ л.с.} \quad 47$$

$$N_2 = N_{max} \left(\frac{n_2}{n_{max}} \right)^3 \text{ л.с.}$$

$$N_3 = N_{max} \left(\frac{n_3}{n_{max}} \right)^3 \text{ л.с.}$$

и крутящие моменты винта

$$M_1 = \frac{N_1}{n_1} 716,2 \text{ кгмтр} \quad 48$$

$$M_2 = \frac{N_2}{n_2} 716,2 \text{ -- --}$$

$$M_3 = \frac{N_3}{n_3} 716,2 \text{ -- --}$$

Полученные значения N и M позволяют построить винтовую характеристику двигателя.

В практике этим методом определения винтовой характеристики можно воспользоваться, когда окажется необходимым при обычной тормозной установке изучить поведение двигателя в условиях близких к эксплуатационным, т.е. на судне.

Подсчитанные по ф. 47 и 48 крутящие моменты позволяют установить для любого числа

оборотов такой же режим двигателя, как и при работе его на винт.

IV Влияние теплотворной способности рабочей смеси и состава генераторного газа на мощность двигателя.

1 Теплотворная способность рабочей смеси и состав газа.

Теплотворная способность рабочей газовой воздушной смеси есть:

$$h_u = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{\text{кал.}}{\text{м}^3}$$

где $H_u \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ - низшая теплотворная способность газа

$L_0 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$ - теоретич. кол-во воздуха, потребное для сгорания 1 м³ газа.

α - коэф избытка воздуха.

Так как теплотворная способность газа H_u и теоретическое кол-во воздуха, потребное для сгорания, L_0 зависят от состава генераторного газа, то очевидно, на теплотворную способность рабочей смеси при одной и той же регулировке ее по качеству / $\alpha = \text{const}$ / будет влиять состав газа.

Газогенераторный газ, получаемый от дров и древесного угля, состоит из следующих горючих и негорючих частей:

Горючие части:	
водород	- H ₂
окись углерода	- CO
метан	- CH ₄
Негорючие части:	
углекислота	- CO ₂
кислород	- O ₂
азот	- N ₂

Состав газа зависит от рода топлива и его влажности. На него также влияет размер кусков топлива, процесс газификации топлива (прямой и обратный), режим работы генератора и его конструкция.

Для иллюстрации влияния отмеченных выше факторов на состав газа, приведем несколько примеров:

а) Влияние рода, влажности и размера кусков топлива.

При газифицировании березы и древесного угля в газогенераторе системы В III при разном размере кусков топлива был получен следующий газ.

Из березы 60% с относительной влажностью 20,0% размер кусков /50x60x70/мм.	CO - 14,8%	H _u = 982 $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$ L ₀ = 0,895 $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$ h _u = 518 $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ при α = 1.
	H ₂ - 8,4%	
	CH ₄ - 3,7	
	CO ₂ - 10,2	
	O ₂ - 0,2	
	N ₂ - 62,7	

из древесного
угля с относи-
тельной влаж-
ностью 6,5%
размер кусков
/50x50x60/мм.

CO	- 23,7%
H ₂	- 9,5%
CH ₄	- 0,4%
CO ₂	- 4,9%
O ₂	- 0,3%
N ₂	- 61,2%

H_u = 1000 $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$
L₀ = 0,815 $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$
h_u = 550 $\frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$
при α = 1.

Отсюда следует, что древесный уголь дает теплотворную способность рабочей смеси приблизительно на 6% больше, чем береза. Это объясняется значительным снижением содержания в газе метана. Метан для сгорания требует количество воздуха в четыре раза больше, чем окись углерода. Поэтому при уменьшении содержания метана понижается величина L₀, что дает повышение теплотворной способности рабочей смеси при том же значении коэф избытка воздуха α.

б) Влияние влажности топлива.

При газифицировании в газогенераторе Hаги III (опрокинутый процесс, напряженность горения высокая) березы с различным относительным содержанием влажности и одном и том же размере кусков (60x60x60) мм. было получено:

Из березы с относительной влажностью 15,3%	CO - 16,8%	$H_u = 1343 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3 (0/760)}$
	H ₂ - 20,7%	
	CH ₄ - 3,5%	
	CO ₂ - 12,8	$L_0 = 1,205 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$
	O ₂ - 0,4	
	N ₂ - 45,8%	
		$h_u = 610 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ при $\alpha = 1$

Из березы относит. влажностью 37,4%	CO - 9,0%	$H_u = 839 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3 (0/760)}$
	H ₂ - 9,7	
	CH ₄ - 3,7	
	CO ₂ - 16,0%	$L_0 = 0,770 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$
	O ₂ - 0,4%	
	N ₂ - 61,2%	
		$h_u = 470 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ при $\alpha = 1$

Из этого примера видно, что увеличение относительной влажности вредно отражается на теплотворной способности рабочей смеси. Повышение влажности на 22,1% вызвало уменьшение содержания окиси углерода на 7,8% и водорода на 11%.

В результате теплотворная способность рабочей смеси понизилась на 23%

Теплотворная способность рабочей смеси в случае работы на бензине или керосине определяется, как известно, из

$$h_u = \frac{H_u}{\alpha L_0}$$

где $H_u \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$ низшая теплотворная способность жидкого топлива.

— L_0 теоретическое кол-во воздуха, потребное для сгорания 1 кг топлива

α - коэф. избытка воздуха.
Можно принять в среднем теплотворную способность и теоретич. количество воздуха потребное для сгорания

Бензина $H_u = 10400 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$; $L_0 = 12,4 \text{ м}^3/\text{кг}$.

керосина $H_u = 9800 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$; $L_0 = 12,4 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Тогда, при $\alpha = 1$ теплотворная способность рабочей смеси при работе на бензине и керосине составляет:

$$h_u = \frac{10400}{1 \cdot 12,4} \approx 840 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$$

$$h_u = \frac{9800}{12,4} \approx 790 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$$

Если известен состав топлива, то теплотворную способность его можно подсчитать теоретически, исходя из теплотворной способности его составляющих.

Известно, что теплотворная способность

CO - $H_u = 3050 \text{ кал/м}^3$

H₂ - $H_u = 2570 \text{ "}$

CH₄ - $H_u = 8520 \text{ "}$

Тогда для газа, состоящего из указанных компонентов

$$H_u = (30,5 \cdot \text{CO} \% + 25,7 \cdot \text{H}_2 \% + 85,2 \cdot \text{CH}_4) \frac{\text{кал}}{\text{м}^3 (0/760)} \cdot 49$$

Здесь содержание CO, H₂ и CH₄ дано в % по объему.

В состав жидкого топлива входят горючие газы: углерод и водород.

Теплотворная способность

C - H = 8140 кал/кгр.

H₂ - H_н = 24600 - " -

Поэтому, теплотворная способность безводного топлива /сухого/ равна:

H_{нсух} = 84,4 · C% + 246,0 H₂ кал/кгр . . . 50

Содержание C и H дано в % по весу.

Присутствие в топливе воды понижает теплотворную способность, которая при влажном топливе должна определяться по формуле:

H_н = H_{нсух} (1 - W%/100) - 6 W% кал/кгр ; . . . 51.

где W% процент содержания воды в топливе.

2. Теоретическое и действительное количество воздуха.

Из уравнений реакций горения (см. процесс горения рабочей смеси, глава VIII) следует, что для сгорания

- 1 моля водорода требуется кислорода 1/2 моля
1 " окиси углерода " " 1/2 "
1 " метана " " 2 "

так как в состав газа входит кислород, то количество кислорода, потребное для сгорания одного моля газа, определяется из:

1/100 [H2%/2 + CO%/2 + 2CH4% - O2%] моль/моль . . . 52.

а теоретическое количество воздуха

L'0 = 1/20,9 [H2%/2 + CO%/2 + 2CH4% - O2%] моль/моль . . . 53

так как объем кгр-молекулы газа и воздуха один и тот же (при 0/760 он равен 22,4 м³) то подставляя в последнюю формулу содержания составляющих газа в процентах по объему и относя объем воздуха к 1 м³ газа, имеем

L0 = L'0 м³/м³ /0/760/ . . . 54

Рассуждая аналогично, получаем в случае жидкого топлива следующую формулу для теоретического количества воздуха, потребного для сгорания 1 кгр топлива

L0 = 1/20,9 (C%/2 + H2%/4 - O%/32) 22,4 м³/кгр (0/760) . . . 55

Здесь C, H, O в процентах по весу.

Обычно быстроходные карбюраторные двигатели переводимые на генераторный газ, работают с количеством воздуха Lд, несколько большим или меньшим теоретически потребного для сгорания L0 топлива.

Козф. избытка при горении, оценивающий превышение действительного количества воздуха над теоретическим, колеблется в пределах

Table with 2 columns: fuel type (gas, керосин, бензин) and alpha range (1,05 - 1,15, 1,15 - 1,20, 1,05 - 1,15 (иногда alpha = 0,85)).

3. Влияние теплотворной способности рабочей смеси и состава газа на мощность двигателя.

Из ф. 29 для индикаторной мощности двигателя следует, что она пропорциональна теплотворной способности рабочей смеси.

Так как последняя при неизменном коэффициенте избытка воздуха $\alpha = \text{const}$ зависит от H_u и L_0 , а на значение этих величин влияет состав газа, то, очевидно, состав газа будет отражаться и на мощности мотора.

Теплотворная способность газа, получаемого при газификации различных топлив, и соответствующее ему количество теоретического воздуха колеблется в пределах (приблизительно):

газ из березы - 1/ $H_u = 1345 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$ и $L_0 = 1,2 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$

2/ $H_u = 840$ " " и $L_0 = 0,780$ "

Принимая $\alpha = 1,15$, получим для рабочей смеси в первом и во втором случае:

$h_u = 565 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$ $h_u = 443 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$

газ из древесного угля 1/ $H_u = 1160 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ и $L_0 = 0,965 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$

2/ $H_u = 940$ " и $L_0 = 0,776$ " "

При $\alpha = 1,15$ для первого и второго случая:

$h_u = 550 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$ $h_u = 494 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3}$

Сохраняя тоже значение $\alpha = 1,15$ для бензина и керосина, получаем:

Бензин: $h_u = \frac{10400}{1,15 \cdot 12,4} = 730 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$

керосин $h_u = \frac{9800}{1,15 \cdot 12,4} = 695 \frac{\text{кал}}{\text{м}^3(0/760)}$

Сопоставляя значения теплотворной способности рабочей смеси для газа, столовой для бензина и керосина и считая, что при переводе на газ все другие факторы, влияющие на индикаторную мощность двигателя, остаются неизменными, можно установить насколько упадет мощность двигателя только из-за изменения величины h_u . Ниже дано значение M_i для двух приведенных случаев

	M_i	M_i		M_i	M_i
	1	2		1	2
Бензин	100%	100%	Керосин	100%	100%
Древесн. уголь	75,3	66,6	Древесн. уголь	79,2	71,0
Береза	77,5	60,8	Береза	81,3	63,8

Отсюда видно, что из-за снижения теплотворной способности рабочей смеси при переходе с бензина и керосина на газ, двигатель значительно теряет свою мощность. При этом, при переводе керосинового двигателя на газ, следует ожидать, очевидно, меньшего снижения M_i .

Сопоставляя же значения h_u , получаемые при различном составе газа, приходим к

заключению, что и этот фактор играет заметную роль в работе двигателя.

Из таблицы видно, что при одном и том же топливе, но различной его влажности и различных условиях его газификации (конструкция, процесс и т.п.) в генераторе можно потерять до 18% мощности (см. предыдущую таблицу).

Последнее обстоятельство подтверждает настойчивую необходимость правильной регулировки процесса газификации топлива. Это также указывает на серьезную роль и конструкции газогенератора и качества топлива, выбираемого для эксплуатации газомоторной установки.

4. Обогащение рабочей смеси.

Нужно заметить, что наибольшее эффекта в отношении восстановления мощности двигателя, переведенного на газ, можно достигнуть за счет улучшения качества самого процесса газификации топлива в генераторе или путем обогащения смеси после генератора до поступления ее в двигатель.

Значительное увеличение теплотворной способности смеси можно получить, если в зону восстановления газогенератора вводить, например, отработавшее масло. В результате распада масла произойдет обогащение газа и получится, так называемый, динагаз. По теплотворной способности смесь динагаза с воздухом почти равноценна бензино-воздушной. Правда, основной процесс газификации в

генераторе в данном случае изменяется. Здесь уже имеет место собственно генераторный процесс и процесс распада масла.

Указанный способ обогащения был в свое время применен в газогенераторе Эрню и испытан проф. В.П. Карповым.

Заметное восстановление мощности можно достигнуть обогащением рабочей смеси путем впрыскивания, например, древесного спирта во всасывающую трубу. В этом случае мощность возрастает не только благодаря повышению теплотворной способности рабочей смеси, но также из-за значительного охлаждения последней за счет скрытой теплоты испаряющегося спирта. Этот способ был испытан в Германии на автомобильной газогенераторной установке и дал хорошие результаты.

V Влияние процесса накопления и очистки рабочего цилиндра на мощность двигателя.

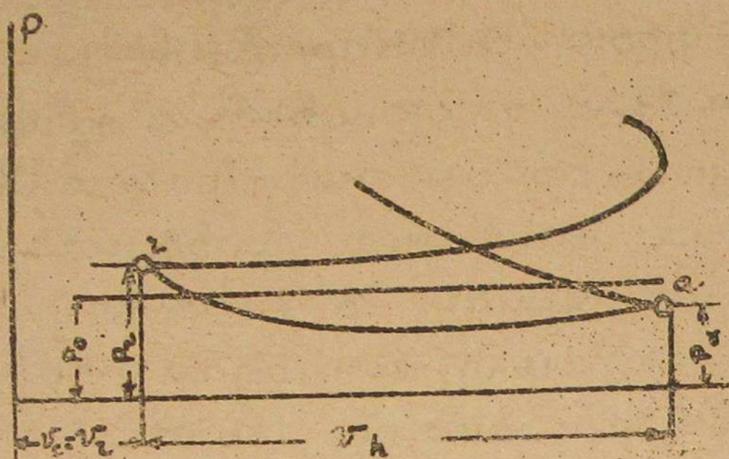
1. Факторы, влияющие на коэффициент подачи.

Из уравнения 29 следует, что мощность двигателя зависит от коэффициента подачи (η_v^c). Поэтому весьма важно знать те конструктивные и эксплуатационные условия, которые могут обеспечить максимальное значение этой величины.

Для этого, прежде всего, установим основные факторы, влияющие на коэффициент

подали.

На фиг. 25 дана индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя, снятая при слабой пружине индикатора.



фиг. 25

Обозначим:

p_a, T_a, V_a, G_a — давление, температуру, объем и вес рабочей смеси с остаточными газами в конце хода всасывания (точка a)

p_z, T_z, V_z, G_z — давление, температуру, объем и вес продуктов горения в конце хода выхлопа (точка z).

p_0, T_0 — давление и температуру наружного воздуха.

V_h — объем, описываемый поршнем за ход.

R_a, R_z, R_0 — газовые постоянные рабочей смеси с остаточными газами, остаточных продуктов горения и чистой рабочей смеси.

Тогда вес рабочей смеси, находящейся в цилиндре в конце хода всасывания равен:

$$G_0 = G_a - G_z$$

Вес теоретического количества рабочей смеси, помещающейся в объеме V_h при давлении p_0 и температуре наружного воздуха T_0 , равен G_0 .

Из характеристических уравнений имеем:

$$G_a = \frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a}; \quad G_z = \frac{p_z \cdot V_z}{R_z \cdot T_z}; \quad G_0 = \frac{p_0 \cdot V_0}{R_0 \cdot T_0}$$

Имея ввиду, что коэффициент подачи есть отношение $\frac{G_a}{G_0}$, получаем после подстановки найденных значений для G_a, G_z и G_0 :

$$\eta_v = \frac{G_a}{G_0} = \frac{G_a - G_z}{G_0} = \left[\frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a} - \frac{p_z \cdot V_z}{R_z \cdot T_z} \right] \frac{R_0 \cdot T_0}{p_0 \cdot V_h}$$

Принимая равенство газовых постоянных

$$R_a = R_z = R_0$$

и зная, что

$$\frac{V_a}{V_c} = \epsilon; \quad V_c = V_z \quad \text{и} \quad \frac{V_c}{V_z} = \frac{1}{\epsilon - 1}$$

после преобразования находим:

$$\eta_v^c = \left[\frac{p_a}{T_a} \epsilon - \frac{p_z}{T_z} \right] \frac{T_0}{p_0 (\epsilon - 1)} \quad 56$$

Отсюда следует, что:

- а) коэф. подачи возрастает с увеличением давления заряда в конце всасывания (p_a)
- б) коэф. подачи уменьшается с увеличением температуры заряда в конце всасывания (T_a).
- в) коэф. подачи возрастает с уменьшением давления в конце выхлопа (p_z)
- г) коэф. подачи уменьшается с увеличением

степени сжатия (ϵ).

г/ из формулы 56 нельзя, однако, сделать вывод, что с увеличением температуры в конце выхлопа коэффициент подачи повышается. Это объясняется следующим: заряд смеси, поступающий в цилиндр, получает тепло от стенок всасывающего трубопровода и цилиндра, а также и от остаточных газов.

В общем виде величина T_a может быть выражена

$$T_a = T_0 + \Delta T \quad 57$$

где ΔT - повышение температуры рабочей смеси за счет указанного выше нагрева. Тем выше температура продуктов горения при выхлопе, тем больший нагрев стенок цилиндра, а следовательно и больший прирост температуры T_a . С увеличением T_2 величина T_a повышается настолько, что в результате значение η_v , подставляемое по указанной формуле понижается.

2. Условия для получения наибольшего коэффициента подачи.

Все условия, обеспечивающие наибольшее значение коэф. подачи, исходя из влияющих на него факторов, можно разбить на две группы:

- а) Конструктивные
- б) Эксплуатационные.

Первая группа определяется конструкцией различных деталей двигателя, и газогенераторной

установки, а вторые зависят от правильности ухода за всей установкой и определяются квалификацией моториста.

Рассмотрим основные из этих условий, учитывая практические возможности при конвертировании под газ существующие конструкции бензиновых и керосиновых автотракторных двигателей.

К числу возможных основных конструктивных и эксплуатационных мероприятий относим:

По двигателю:

- 1/ переделку всасывающей и выхлопной системы трубопроводов и уход за ними
2. Подбор конструкции смесителя и его регулировку.
3. Изменение формы распределительного кулачка и регулировку фаз распределения.
4. Выбор и регулировка охлаждения двигателя.

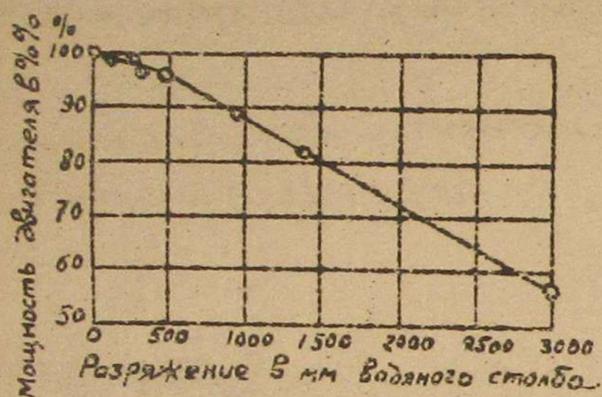
По газогенераторной системе:

1. Подбор конструкции и ведение процесса в газогенераторе.
2. Подбор и уход за охладителем газа.
3. Подбор и уход за очистителем газа.

а/ Всасывающий и выхлопной коллектор.

Двигатели, предназначенные для работы на тракторе, имеют воздухоочистители для удаления пыли из

всасываемого им воздуха. Воздухоочиститель, создавая дополнительное сопротивление всасывающей системы, сильно снижает давление в конце всасывания P_a . Это отрицательно сказывается на коэф. подачи и вызывает тем самым понижение мощности двигателя.



Фиг. 26

На фиг. 26 дана кривая, показывающая влияние сопротивления воздухоочистителя на мощность двигателя.

Следовательно, для повышения мощности двигателя,

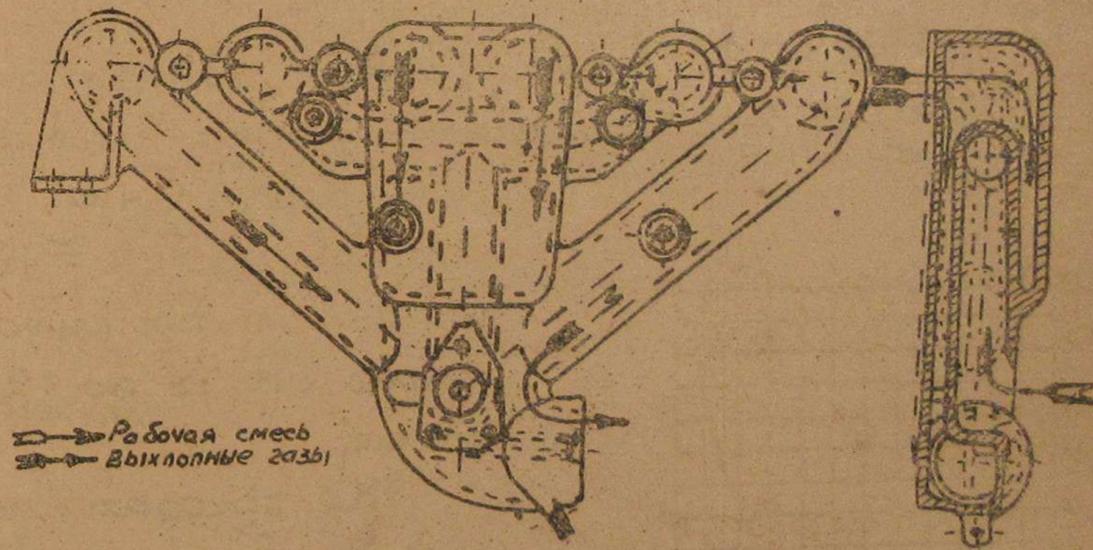
переводимого на газ в условиях водного транспорта (моторные катера) очиститель нужно снять. К тому же в судовых условиях он совершенно не нужен и потому, что в данном случае засасывается чистый воздух.

При применении топлив с низкими испарительными свойствами вводят специальные устройства для подогрева. (Например, тракторные керосиновые двигатели). В автомобильных двигателях, имеющих высокое число оборотов, благодаря малой продолжительности периода для процесса карбюрации, также предусматривается подогрев смеси.

Выше было отмечено, что повышение температуры заряда рабочей смеси T_a вредно отражается на коэф. подачи. Следовательно,

подогревательное устройство вызывает снижение мощности двигателя. Поэтому для повышения мощности двигателя, переведенного на газ, подогрев необходимо устранить.

На фиг. 27 показан всасывающий и выхлопной трубопровод двигателя С.Т.З. При переходе на газ его нужно изменить, устранив подогрев рабочей смеси.



Фиг. 27

С целью уменьшения нагрева рабочей смеси выхлопной коллектор нужно так же по возможности лучше изолировать от всасывающего трубопровода.

Кроме того, при переделке как всасывающего, так и выхлопного трубопровода, следует иметь в виду, что:

- а/ с увеличением их длины,
- б/ с уменьшением их площади проходного

сечения в каком либо месте по длине, с увеличением числа закруглений, внутренних приливов и шероховатости - возрастает сопротивление всасывания и выхлопа

это ведет к понижению давления P_1 и повышению давления P_2 . В результате мощность двигателя понижается.

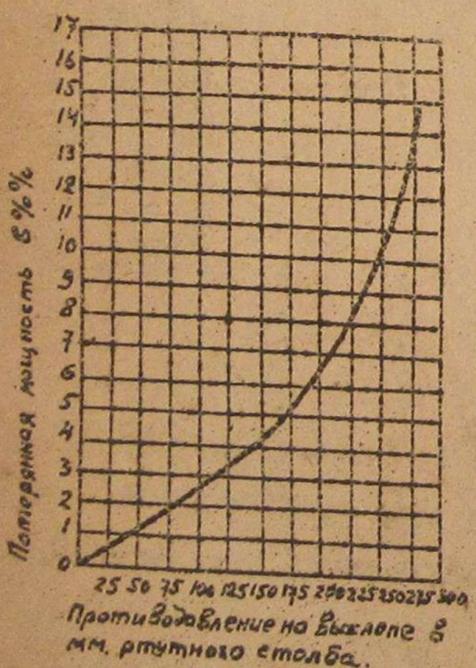
По тем же причинам понижено и отрицательное значение глушителя и искрогасителя, устанавливаемых на выхлопной трубе автодвигателей.

На фиг. 28 дана кривая, показывающая изменение противодавления выхлопа на мощность двигателя.

Нормальный глушитель для $n \approx 1200 \text{ об/м}$ изменяет противодавление от 75 до 125 мм. рт.ст.

На преодоление сопротивления выхлопных трубопроводов и глушителя расходуется от 2-3% тепла внесенного топливом.

Мощность, теряемая на глушитель, доходит до 3-4% при максимальной частоте оборотов двигателя.



Фиг. 28

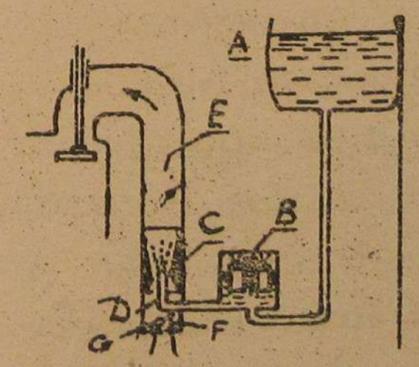
Б. Карбюратор и смеситель.

чтобы установить наиболее благоприятные условия для η_v по смесителю, рассмотрим процесс образования рабочей смеси и конструкции карбюраторов и смесителей.

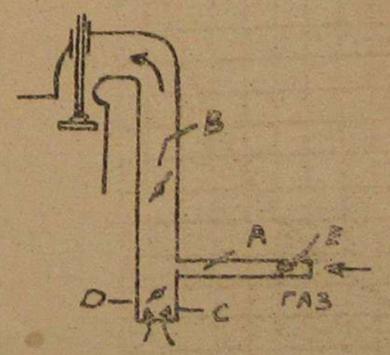
В тракторных и автомобильных двигателях, работающих на жидких легких топливах (бензин, керосин) и на генераторном газе процесс образования рабочей смеси протекает в основном вне цилиндра двигателя.

Для приготовления рабочей смеси устанавливаются специальные приборы: карбюратор - при жидком и смеситель - при газообразном топливе.

На ф. 29 и 30 даны схемы устройства и установки элементарного карбюратора и смесителя.



Фиг. 29



Фиг. 30

На физ. 29 обозначено:

- Д - трубка для подвода топлива (жиклер)
- Ф - патрубок для подвода воздуха
- С - диффузор карбюратора
- В - поплавковая камера
- Е - дроссельная заслонка для регулирования количества смеси, поступающей в цилиндр двигателя
- Г - дроссельная заслонка для регулирования количества всасываемого воздуха

На физ. 30 обозначено:

- А - трубка, подводящая газ к смесителю
- С - патрубок для подвода воздуха
- В - дроссельная заслонка, регулирующая количество рабочей смеси
- Д - Дроссельная заслонка, регулирующая количество воздуха
- Е - Дроссельная заслонка, регулирующая количество газа

Основное требование, предъявляемое к карбюратору и смесителю, таково: карбюратор и смеситель должны при любом режиме двигателя давать рабочую смесь наиболее выгоднейшего по составу и с равномерным распределением топлива в воздухе.

Для этого, в случае карбюратора, должно быть обеспечено тонкое распыливание топлива и возможно больший охват его воздухом. В смесителе же необходимо предусмотреть

наилучшее перемешивание газа с воздухом. Чтобы установить условия, при которых конструкция карбюратора и смесителя будут давать желаемый состав рабочей смеси, рассмотрим действие этих приборов и найдем факторы, влияющие на качество смеси.

Карбюратор.

Количество рабочей смеси оценивается коэффициентом смешения, или коэффициентом изб. воздуха, т.к.

$$m = \frac{G_B}{G_M} = \alpha L_{10}$$

где G_B кгр - часовой расход воздуха.

G_M кгр - часовой расход топлива.

Допустим, элементарный карбюратор имеет:

f_d - мтр² - площадь наименьшего проходного сечения диффузора.

P_d - $\frac{\text{кгр}}{\text{м}^2}$ - давление воздуха в наиболее узком сечении, диффузора / на уровне выходного отверстия жиклера /.

P_0 $\frac{\text{кгр}}{\text{м}^2}$ - давление наружного воздуха.

γ_0 $\frac{\text{кгр}}{\text{м}^3}$ - удельный вес наружного воздуха

K - показатель адиабаты для воздуха.

M_B - коэффициент расхода для диффузора /опытный коэффициент/.

$f_{ж}$ - площадь сечения выходного отверстия жиклера.

γ_M - удельный вес топлива.

$M_{ж}$ - коэффициент расхода для жиклера.

По упрощенному уравнению Бернулли имеем скорость воздуха в горловине диффузора

$$W = \mu_{\text{в}} \sqrt{2g \frac{P_0 - P_{\text{г}}}{\gamma_0}} \quad \frac{\text{мтр}}{\text{сек}} \quad 58$$

часовой же расход воздуха будет:

$$G_{\text{в}} = f_{\text{г}} \cdot W_{\text{в}} \cdot \gamma_0 \cdot 3600 \quad \frac{\text{кгр}}{\text{час}} \quad 59$$

По уравнению Бернулли скорость топлива в жиклере:

$$W_{\text{т}} = \mu_{\text{т}} \cdot \sqrt{2g \frac{P_0 - P_{\text{г}} - \delta}{\gamma_{\text{т}}}} \quad \frac{\text{мтр}}{\text{сек}} \quad 60$$

где $\delta \frac{\text{кгр}}{\text{м}^2}$ напор, затрачиваемый на поднятие топлива от уровня его в поплавковой камере до уровня жиклера.

Часовой же расход топлива будет:

$$G_{\text{т}} = f_{\text{ж}} \cdot W_{\text{т}} \cdot \gamma_{\text{т}} \cdot 3600 \quad \frac{\text{кгр}}{\text{час}} \quad 61$$

Подставляя найденные значения G и W в формулу для коэф. смешения, имеем:

$$m = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}}} = \frac{f_{\text{г}} \cdot \mu_{\text{в}} \sqrt{2g \frac{P_0 - P_{\text{г}}}{\gamma_0}} \cdot \gamma_0 \cdot 3600}{f_{\text{ж}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \sqrt{2g \frac{P_0 - P_{\text{г}} - \delta}{\gamma_{\text{т}}}} \cdot \gamma_{\text{т}} \cdot 3600}$$

После преобразования получим:

$$m = \frac{f_{\text{г}}}{f_{\text{ж}}} \cdot \frac{\mu_{\text{в}}}{\mu_{\text{т}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_{\text{т}}}} \cdot \sqrt{\frac{P_0 - P_{\text{г}}}{P_0 - P_{\text{г}} - \delta}} \quad 62$$

Так как разрежение в карбюраторе $P_0 - P_{\text{г}} \equiv \Delta h$ составляет 900 ÷ 1000 мм в.ст., а $\delta = 1 \div 3$ мм, то для упрощения формулы 62 величиной δ можно пренебречь, не делая

этим практически грубой ошибки.

Тогда выражение для коэф. смешения можно представить в виде:

$$m = \alpha C_0 = \frac{f_{\text{г}}}{f_{\text{ж}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_{\text{т}}}} \cdot \frac{\mu_{\text{в}}}{\mu_{\text{т}}} \quad 63$$

Отсюда следует, что количество рабочей смеси при изменении режима работы двигателя будет определяться законом изменения проходных сечений диффузора и жиклера, удельным весом воздуха и топлива и коэффициентам расхода для диффузора и жиклера.

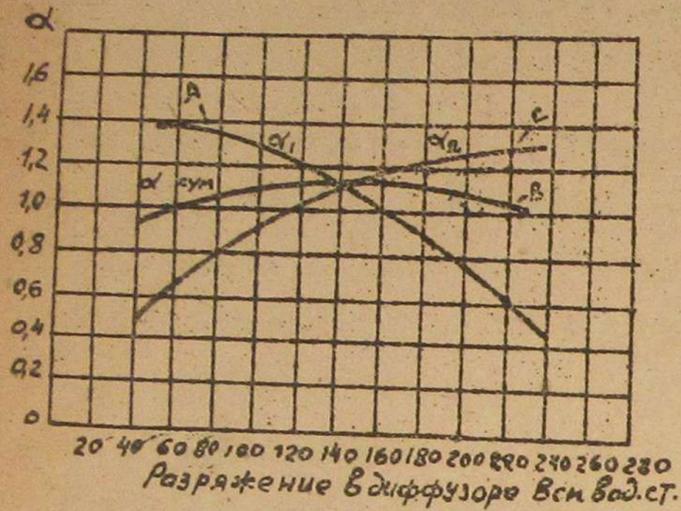
Площадь проходного сечения $f_{\text{г}}$ и $f_{\text{ж}}$ при неизменной сечении диффузора и жиклера остаются постоянными.

Удельный вес воздуха и топлива γ_0 и $\gamma_{\text{т}}$ - при неизменных температуре и давлении наружного воздуха остаются постоянными.

Коэффициент расхода $\mu_{\text{в}}$, как показали опыты с увеличением разрежения во всасывающей трубе остается почти постоянным. Коэффициент же расхода $\mu_{\text{т}}$ с увеличением разрежения возрастает.

Так как повышение чисел оборотов вызывает увеличение разрежения, то следовательно, учитывая постоянство $f_{\text{г}}$, $f_{\text{ж}}$, γ_0 , $\gamma_{\text{т}}$ и $\mu_{\text{в}}$, приходим к заключению, что с ростом оборотов, коэффициент смешения или избытка воздуха из за увеличения $\mu_{\text{т}}$ будет уменьшаться. Таким образом, с переходом двигателя на большее число оборотов - смесь при элементарном карбюраторе /ф. 29/ будет обогащаться.

На фиг. 31 кривая α показывает изменение коэф. α при увеличении разрежения при элементарном карбюраторе



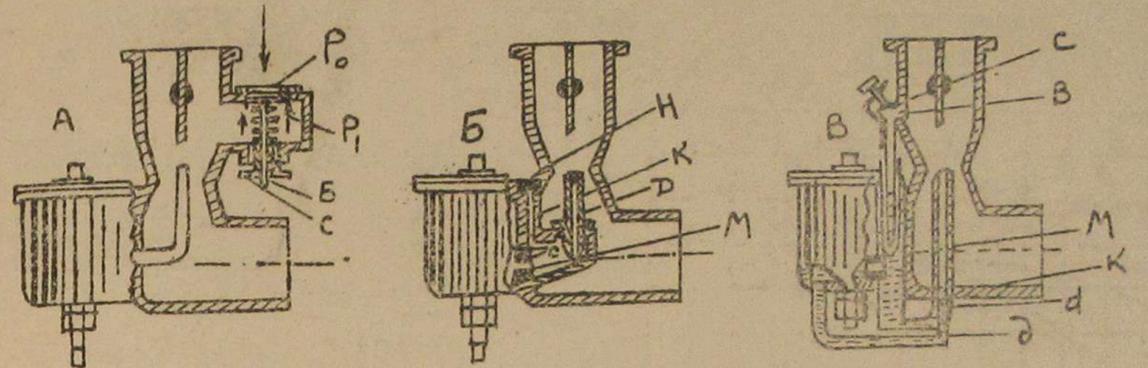
Фиг. 31.

Для поддержания постоянства качества рабочей смеси вводятся дополнительные устройства, которые позволяют или автоматически или по желанию изменять количество воздуха или топлива

и тем самым поддерживать нужное между ними соотношение $\frac{G_B}{G_T}$. Кривая В на фиг. 31 показывает желаемое изменение α .

Сохранение постоянства состава смеси в современных автотракторных карбюраторах достигается одним из следующих способов:

1. Торможением струи топлива воздухом (ф. 32А)
2. Постановкой дополнительного / компенсационного / жиклера, не подверженного влиянию разрежения в диффузоре (ф. 32Б)
3. Впуском добавочного воздуха в смешивательную камеру (ф. 32В).



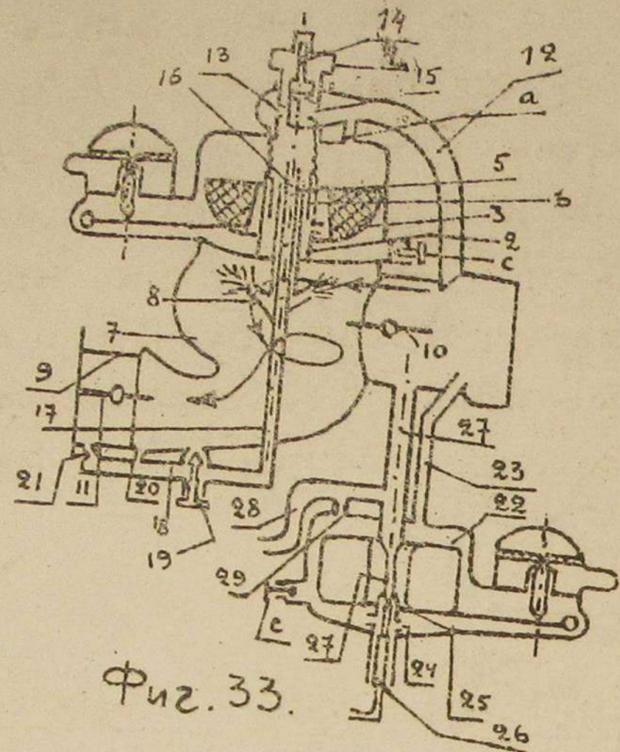
Фиг. 32.

Рассмотрим первых два способа компенсации, как наиболее распространенные в двигателях отечественного производства

Карбюраторы с компенсацией смеси способом пневматического торможения

На фиг. 33 дана схема карбюратора Энсайн RW, установленного на тракторе СТЗ-ХТЗ.

Топливо из топливной камеры через отверстие 3 поступает в колодец 2. Отверстие 3 регулируется трубкой 5 при помощи клапана 4. При работе двигателя в центре смешивательной камеры карбюратора благодаря завихрению воздуха создается разрежение, вызывающее истечение топлива из топливной камеры через отверстия 8. Для компенсации смеси поставлен клапан 14 и сделано калиброванное отверстие 15. При закрытом клапане 14 воздух в поплавковую камеру поступает через



Фиг. 33.

отверстия „а“ и 13 - /малый дроссель/. При большем открытии дросселя благодаря сильному понижению давления в колодце 2, которое устанавливается и над клапаном 14, происходит подъем последнего. В это время через отверстие 15 и проходное сечение клапана воздух проникает в поплавковую камеру, и повышая в ней давление, уменьшает скорость истечения топлива через отверстие 8. Этим достигается компенсация смеси.

Отверстие 21 работает при пуске двигателя, когда при закрытом дросселе 11 и полностью закрытом дросселе 10 создается возле него наибольшее разрежение. Вытекающее из отверстий 8 топливо стекает в отверстие 20 и по каналу 18 попадает в отверстие 21. Под карбюратором установлена поплавковая камера 22 для воды, которая отсюда по

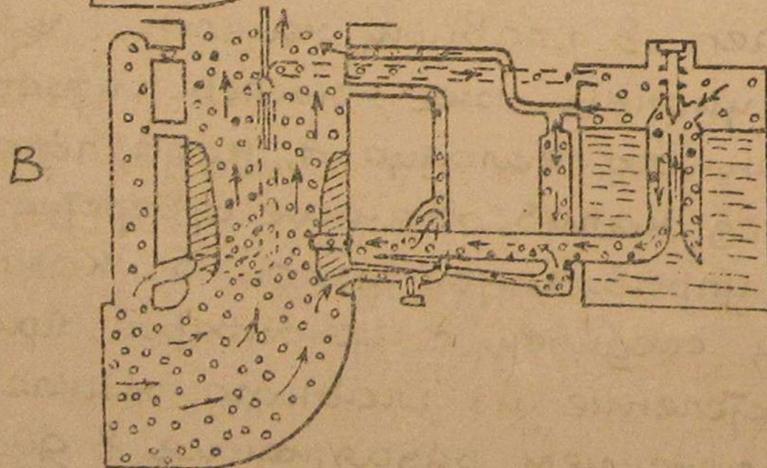
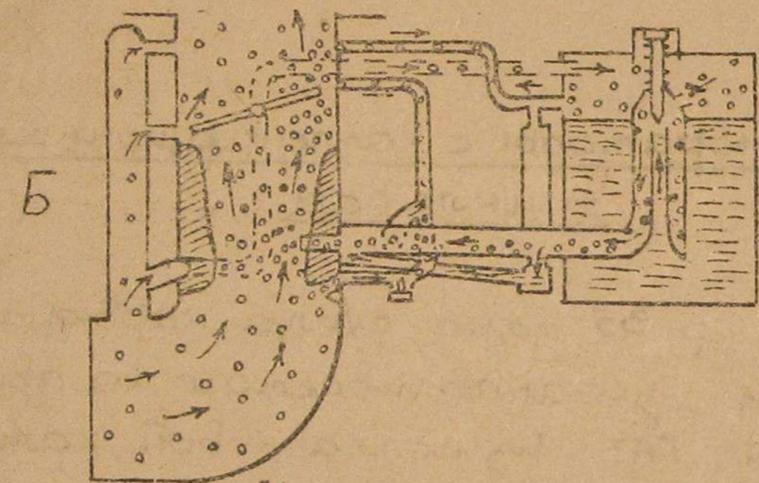
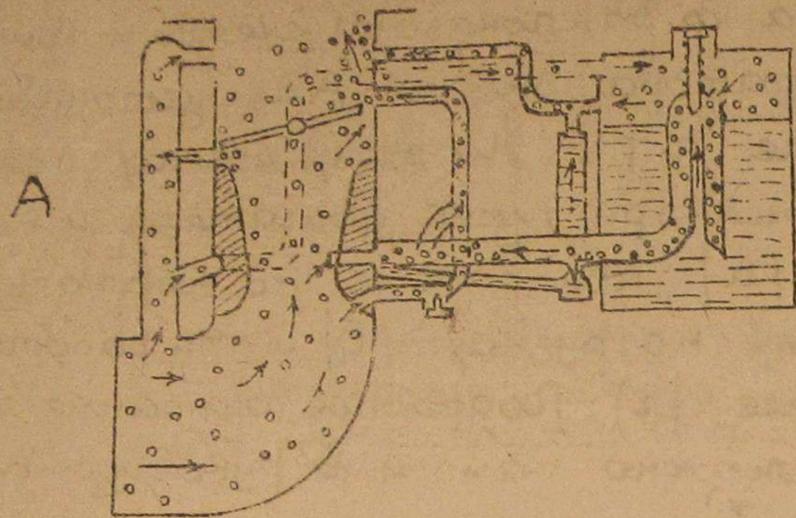
трубке 28 подается во всасывающий трубопровод двигателя.

На ф. 34 показаны схемы и принцип действия карбюратора Эксайн ААе, устанавливаемого на двигателе 2ТЗ. На этих схемах показано его действие при пуске двигателя и на малых оборотах /а/, при работе на нормальных оборотах и малых нагрузках /б/ и при работе на полном дросселе /г/. Подробное описание этого карбюратора можно найти в руководстве по трактору 2ТЗ.*)

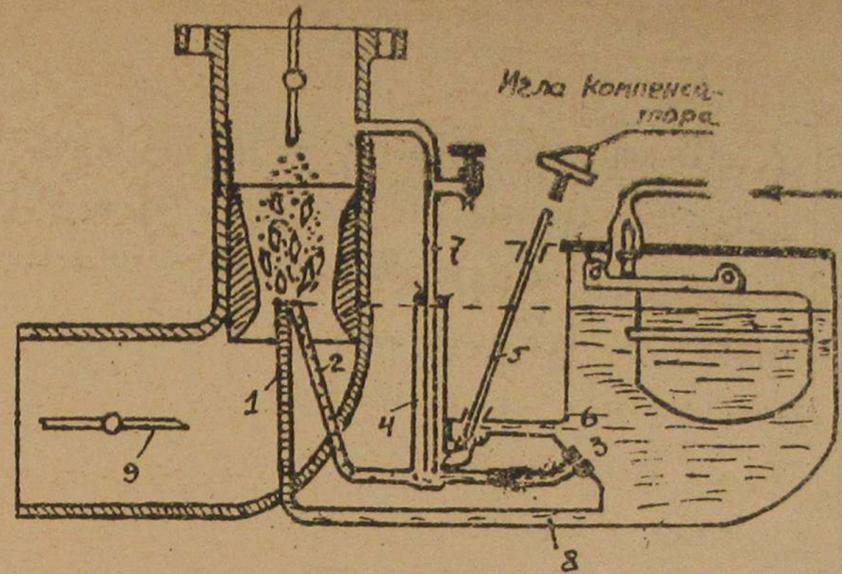
Карбюраторы с компенсационным жиклером.

На ф. 35 дана схема карбюратора „Форд - Зеник“, устанавливаемого на двигателе автомобиля ГАЗ. Из поплавковой камеры топливо во поступает в главный жиклер 1 через канал 8. Компенсационный же жиклер питается из компенсационного колодца 4, куда попадает топливо через калиброванное отверстие 3 и через отверстие, управляемое иглой 5. Компенсационный колодец соединен с атмосферой. При работе двигателя истечение из главного жиклера изменяется с изменением разрежения в диффузоре. Коэффициент избытка воздуха меняется по кривой а, (ф. 31).

*) Селиванов, Лапицкий, Гарбунов „Монтаж Трактора 2ТЗ“. Сельхозгиз 1935г.



Фиг. 34.



Фиг. 35.

Компенсационный же жиклер благодаря ограничивающему действию калиброванного отверстия 3 дает изменение коэффициента избытка по кривой α_{II} .

При совместном действии обоих жиклеров состав смеси поддерживается почти постоянным [кривая $\alpha_{сум.}$]. Трубка 7 позволяет подводить топливо к месту наибольшего разрежения при прикрытом дросселе /момент пуска/. Для обогащения смеси в этом карбюраторе имеется игла 5 и дроссель воздуха 9. При открытии иглы увеличивается подача топлива в компенсационный жиклер. Прикрытием дросселя 9 уменьшается количество воздуха. В выполненных конструкциях карбюраторов Форд-Зенит дроссель и игла 5 действуют совместно.

3. Смеситель 6.

Установим теперь факторы, влияющие на состав газоздушной смеси, приготовляемой смесителем, и дадим способ его расчета.

Допустим двигатель имеет:

D мр - диаметр цилиндра.

S мр - ход поршня.

n об/м - число оборотов в минуту.

i - число цилиндров.

Тогда объем смеси, засасываемой двигателем в секунду:

$$V_{см} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n \cdot i}{2 \cdot 60} \cdot \eta_v \frac{м^3}{сек}$$

При известном коэффициенте избытка воздуха

$$(\alpha = 1,05 - 1,20).$$

Т.к. из одного м³ газа получаем смеси;

$$(1 + \alpha \lambda_0) м^3$$

то объем газа, засасываемого двигателем в секунду

$$V_2 = \frac{V_{см}}{1 + \alpha \lambda_0} м^3 \quad 64$$

Скорость истечения газа из трубы:

$$W_2 = \mu_2 \sqrt{2g \cdot \frac{P_2 - P_{см}}{\gamma_2}} \frac{м}{сек} \quad 65$$

Скорость движения воздуха во всасывающих отверстиях смесителя

$$W_в = \mu_в \sqrt{2g \cdot \frac{P_0 - P_{см}}{\gamma_0}}$$

Обозначим:

f_в мр² - площадь проходных сечений воздуха

f_г мр² - " " " " " " газа

m = $\frac{V_в}{V_г}$ - объемный коэф. смешения.

Скорость газа в газогенераторных транспортных установках допускается равной

$$W_{гг} \approx 15 \div 20 \frac{мр}{сек}$$

при длине трубы не выше 3^х метров

Скорость воздуха

$$W_в = 40 \div 50 \frac{мр}{сек}$$

После подстановки V = m f W имеем:

Коэффициент смешения

$$m = \frac{f_в \mu_в \sqrt{2g(P_0 - P_{см})} \cdot \sqrt{\gamma_в}}{f_г \mu_г \sqrt{2g(P_г - P_{см})} \cdot \sqrt{\gamma_г}} \quad 66$$

можно принять

$$\gamma_0 = 1,293 \frac{кг}{м^3} (0,760) \quad - \quad \text{для воздуха}$$

$$\gamma_г = 1,1 \div 1,2 \quad - \quad \text{для генер газа}$$

$$P_0 = 10000 \frac{кгр}{м^2}$$

$$P_{см} = (0,92 \div 0,90) P_0$$

$$P_г = 9500 \frac{кгр}{м^2}$$

Принимая $\mu_г \approx \mu_в$ имеем окончательно

$$m = \alpha \lambda_0 = \frac{f_в}{f_г} \cdot \frac{\sqrt{\gamma_0}}{\sqrt{\gamma_г}} \cdot \frac{\sqrt{P_0 - P_{см}}}{\sqrt{P_г - P_{см}}} \quad 67$$

Отсюда следует, что состав газоздушной смеси будет зависеть от отношения сечений $\frac{f_в}{f_г}$, от

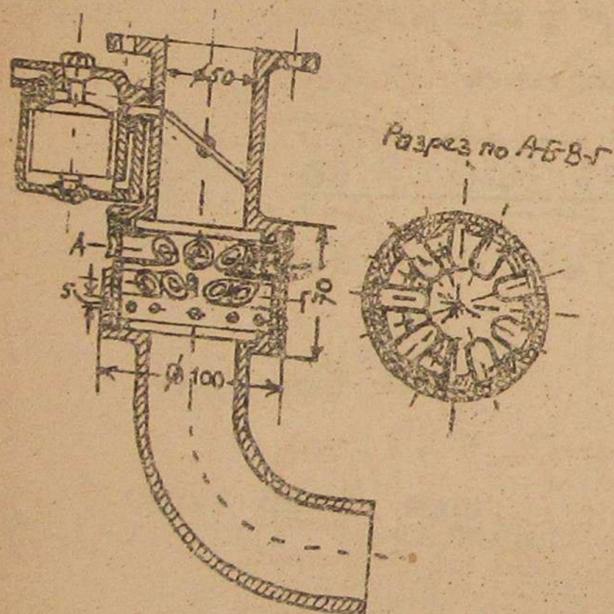
удельного веса воздуха и газа от давления, наружного, в газопроводе и в смесителе.

В существующих конструкциях смесителей для транспортных газогенераторных двигателей для компенсации состава рабочей смеси предусматривается возможность изменения отношения $\frac{f_1}{f_2}$.

Конструкция смесителей.

На фиг. 36 дана конструкция газового смесителя системы проф. В. П. Карпова для двигателя „Геркулес“ грузовой автомашины Я-5.

Воздух, поступает в смесительную камеру по трубкам диаметром 12 мм. и отверстиям под ним диаметром 5 мм. Газ поступает снизу по колену, соединяющемуся гибким шлангом с охладителем газа.



фиг. 36

Регулирование качества смеси производится при помощи кольца с отверстиями, установленного снаружи смесительной камеры. При вращении его изменяется проходное сечение для воздуха f_1 . Количество смеси регулируется дроссельной заслонкой.

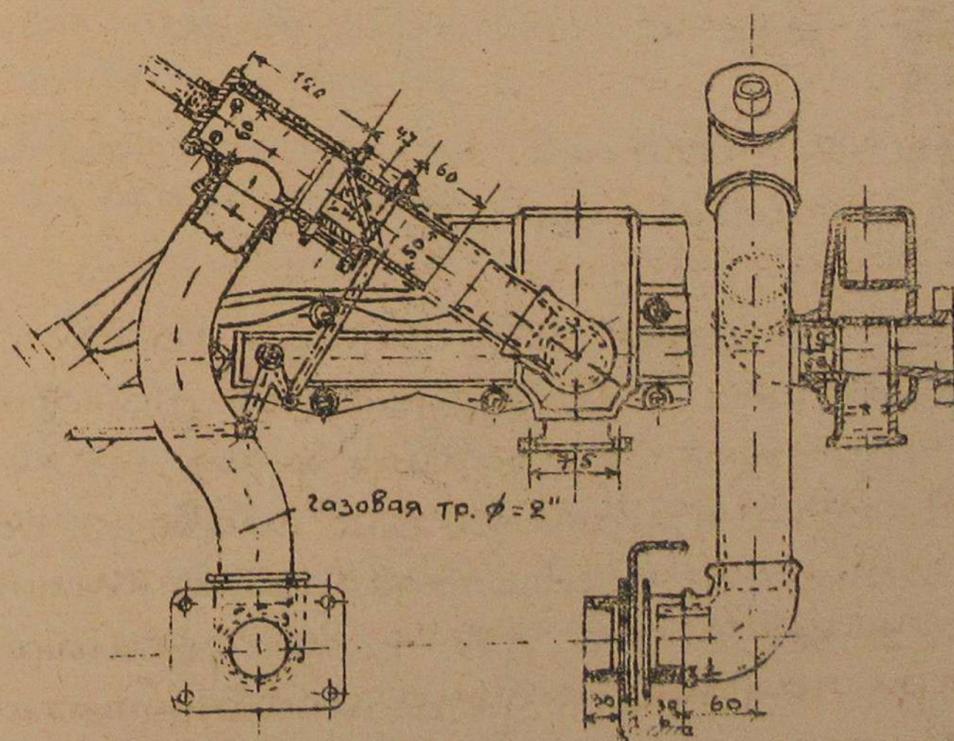
К смесителю присоединена поплавковая камера, из которой поступает бензин во всасывающую трубу при пуске двигателя.

Характеристика смесителя.

1. Сечение канала смеси диаметром 50 мм около 20 см².
2. Сечение канала газа диаметром 50 мм около 20 см².
3. Сечение воздушных каналов около 28 см².
4. Сечение камеры смешения диаметром 80 см около 50 см².
5. Объем камеры смешения 300 см³.

Смесительная камера изготовлена из бронзы.

На фиг. 37 дана конструкция газового смесителя системы С. И. Декаленкова для двигателя ЗИС-5. Он состоит из газового тройника,



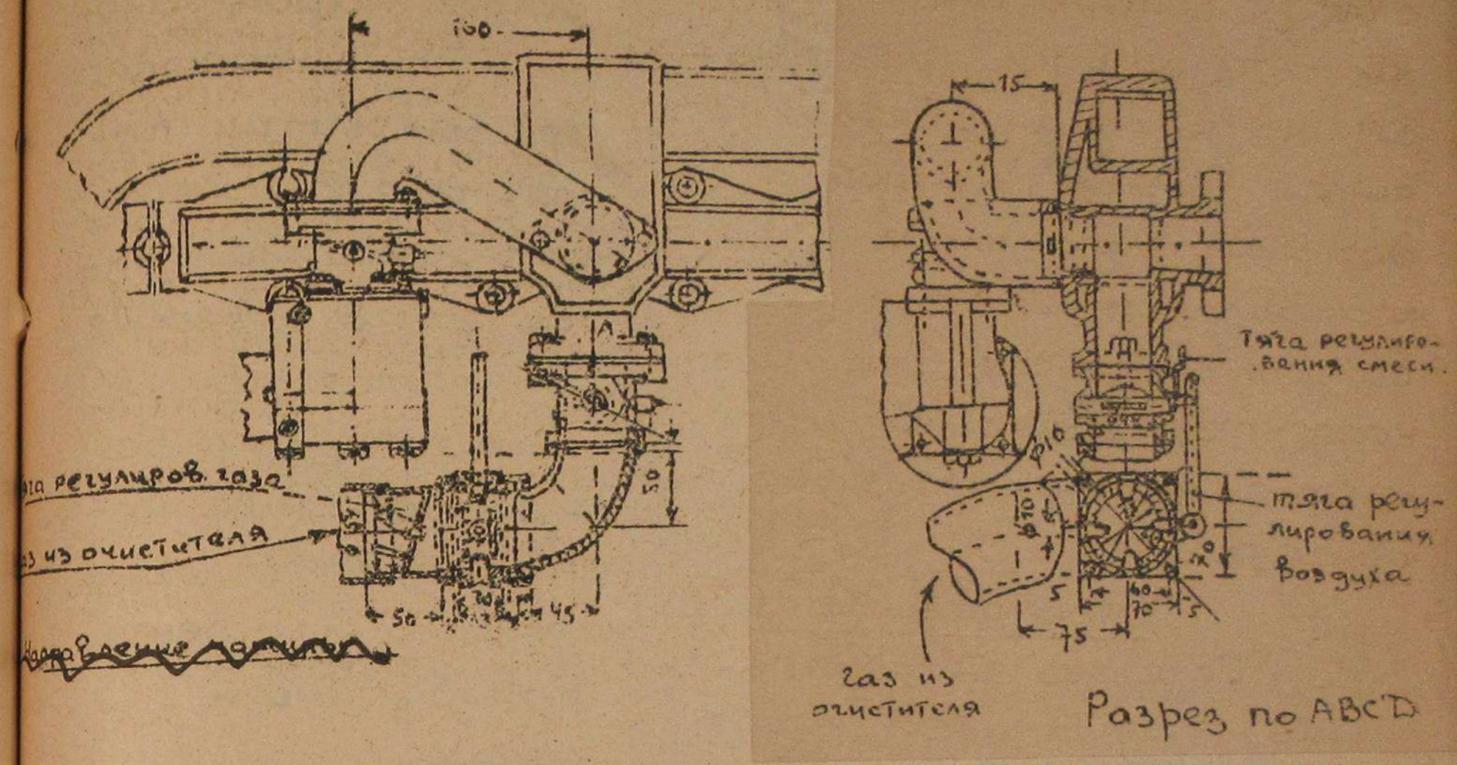
фиг. 37

В расточенную часть которого вставлен пустотельный золотник (бронза). Золотник имеет сверху глухое дно. Снизу и сбоку в нем устроены отверстия для прохода газозадушной смеси и газа. Сверху через 6 отверстий подводится воздух. Качество смеси регулируется поворотом золотника. Для регулирования количества смеси имеется дроссель. Газозадушная труба от смесителя включается во всасывающий коллектор выше фланца, к которому присоединяется карбюратор, необходимый для пуска двигателя.

Характеристика смесителя:

1. Сечение газового канала диаметром 50 мм — 20 см².
2. Сечение 6 воздушных каналов диаметром 11 мм — 5,7 см².
3. Сечение канала смеси диаметром 42 мм — 14 см².
4. Отношение сечений воздушных каналов к газовому — 0,29.

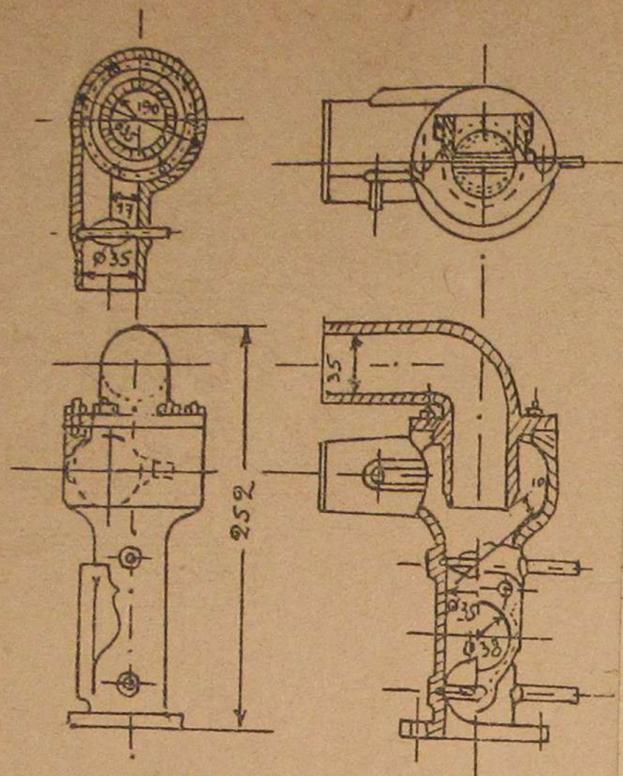
На фиг. 38 дана конструкция газового смесителя системы инж. А.А. Введенского для двигателя Зис-5. Он имеет: 1. дроссель смеси, 2. смешивательную камеру с трубками для подвода воздуха, 3. дроссель газа, 4. газоподводящее колено, 5. кольцо с отверстиями для регулирования подачи воздуха. Смеситель устанавливается на месте карбюратора. Карбюратор „Зенит“ присоединяется ко всасывающему коллектору двигателя специальным коленом.



Фиг. 38

На ф. 39 дана конструкция газового смесителя системы инж. И.С. Мезина для двигателя ХТЗ и СТЗ. Он работает по принципу эжекционного смешения. Тугунная камера смешения соединяется фланцем со всасывающим коллектором двигателя. Газ подается в камеру смешения через тугунное коленчатое сопло, вставленное в нее сверху. Воздух входит в камеру смешения по касательной к ее образующей. Подводится он специальным патрубком и регулируется дроссельной заслонкой.

В центре корпуса камеры смесителя имеется отверстие, соединяющее ее с пусковым карбюратором. Сверху отверстия установлена дроссельная заслонка для выключения подачи газозадушной смеси. Она



Фиг. 39.

связана с дросселем карбюратора и открывается при закрытии последнего. Заслонка, установленная ниже этого отверстия является общим дросселем для регулирования количества газовой или бензиновой газовой смеси.

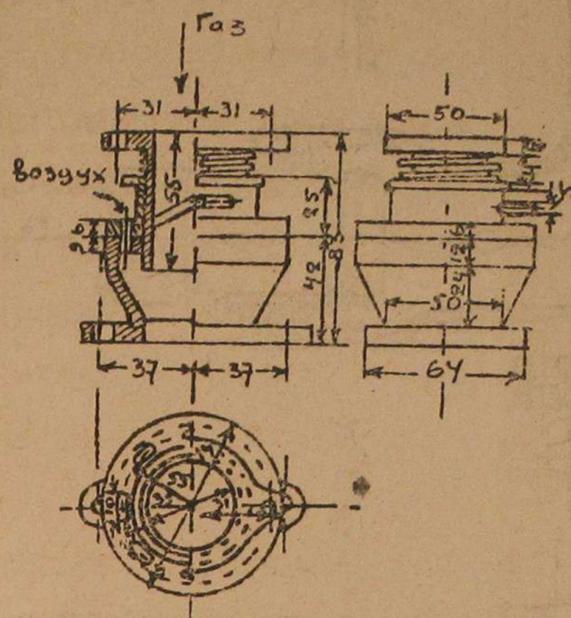
характеристика смесителя:

1. Сечение газовсасывающего отверстия диаметром 35 мм. — $9,5 \text{ см}^2$.
2. Сечение воздухоподводящего отверстия диаметром 35 мм. — $9,5 \text{ см}^2$.
3. Объем камеры смешения около 400 см^3 .
4. Отношение сечений воздушных отверстий к газовой 1:1.

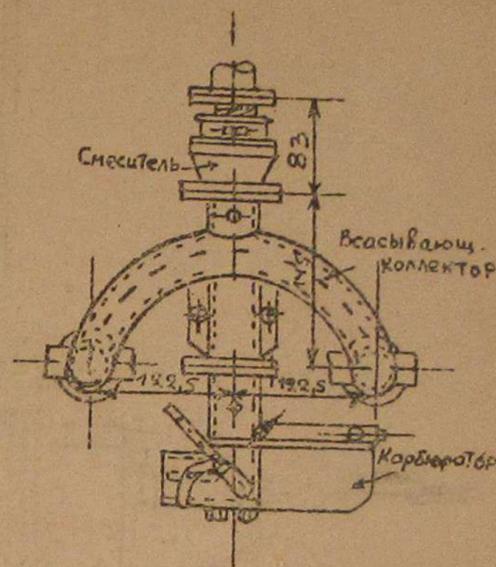
На фиг. 40 дана конструкция смесителя системы проф. Наумова для двигателя ГАЗ.

Смеситель параллельно струйного типа (бронзовый). Он присоединяется сверху к всасывающему коллектору двигателя (ф. 41). Регулирование воздуха производится золотником с отверстиями, прижимаемым к седлу камеры смешения спиральной пружиной. Количество газа регулируется дроссельной заслонкой,

установленной в газовой трубке.



Фиг. 40



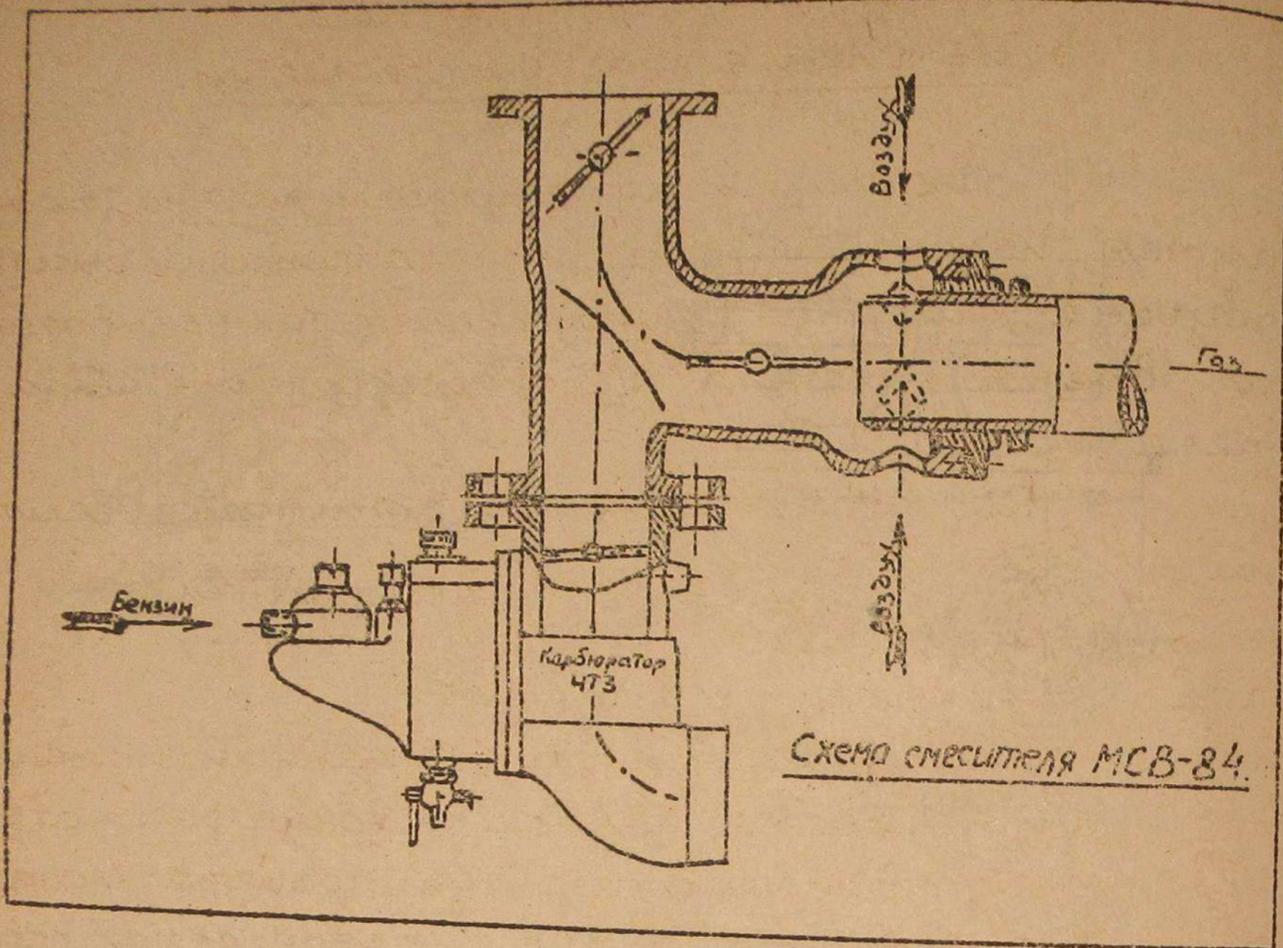
Фиг. 41

Для регулирования количества смеси имеется еще один дроссель, установленный в трубке, приваренной к всасывающему коллектору.

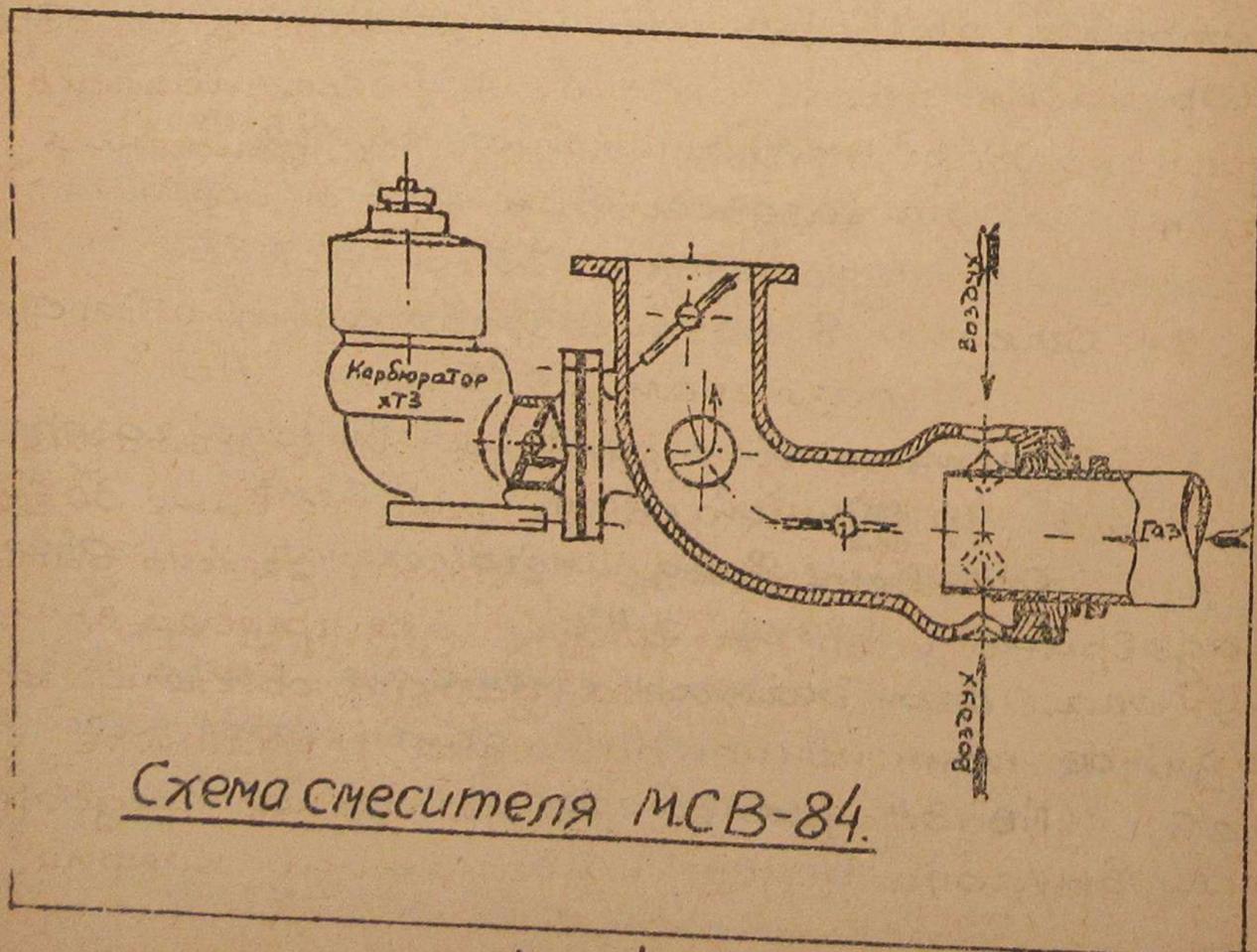
характеристика смесителя:

1. Сечение газовсасывающего отверстия диаметром 35 мм — $9,5 \text{ см}^2$
2. Сечение 8 воздухопроводящих отверстий размером $10 \times 5 \text{ мм}$ — 4 см^2
3. Сечение отверстия для выхода газовой смеси — $9,5 \text{ см}^2$
4. Отношение воздушного сечения к газовой — 0,42.

Объем камеры смешения около 60 см^3 .
На фиг. 41а и 41б даны схемы смесителей МСВ-84 с карбюраторами ЗТЗ и СТЗ.



Фиг. 41а.



Фиг. 41б.

3. Изменение фаз распределения.

Увеличить коэф. подачи можно так же путем изменения фаз распределения и высоты подъема клапана, т.е. изменением так называемого "времени-сечения" газораспределения двигателя.

Под время-сечением понимается величина

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \pi d \int_{t_1}^{t_2} h dt \text{ мм}^2 \cdot \text{сек.}$$

где: d - диаметр клапана

h - подъем клапана в данный момент.

t_1 и t_2 - время начала и конца рассматриваемого периода подъема клапана.

Общее время-сечение, определяемое периодом подъема клапана за весь процесс всасывания или выхлопа, должно быть подобрано с таким расчетом, чтобы обеспечивалась допустимая средняя скорость движения газа.

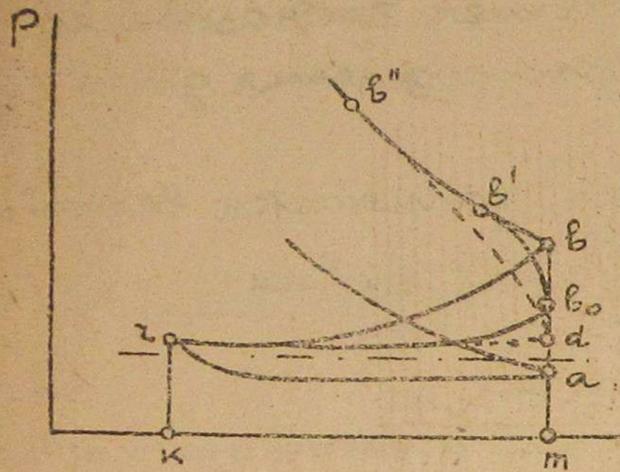
$$W_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{н}}}{\pi d \int_{t_1}^{t_2} h dt} \frac{\text{мтр.}}{\text{сек.}}$$

Обычно допускается для всасывания не выше $40 \frac{\text{мтр.}}{\text{сек}}$ и для выхлопа не выше $30 \frac{\text{мтр.}}{\text{сек}}$.

Соответственным образом должно быть подобрано и время-сечение для предварения выхлопа. Его величина должна обеспечить необходимое понижение давления в цилиндре.

Недостаточное время-сечение предварения выхлопа ведет к увеличению коэф.ц.

остаточных газов и, следовательно, к снижению коэф. подачи.



Фиг. 42.

На фиг. 42 показано влияние момента открытия выхлопного клапана на индикаторную диаграмму. Малое общее время-сечение повышает скорость в проходном сечении клапанов, что отрицательно сказывается на давлении выхлопа и всасывания, а следовательно и на коэф. подачи η_v .

Подсчет время-сечения предварения выхлопа из-за недостатка места не приводится. Для этого можно воспользоваться работой проф. Е. Д. Львова "Тракторы, их конструкция и расчет."

Общее время сечения выхлопа и всасывания можно найти графическим путем. Для этого строится кривая подъема клапана по углу поворота кривошипа.

Площадь под этой кривой дает величину

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d\alpha = b_n \int_{t_1}^{t_2} h dt,$$

т.к.

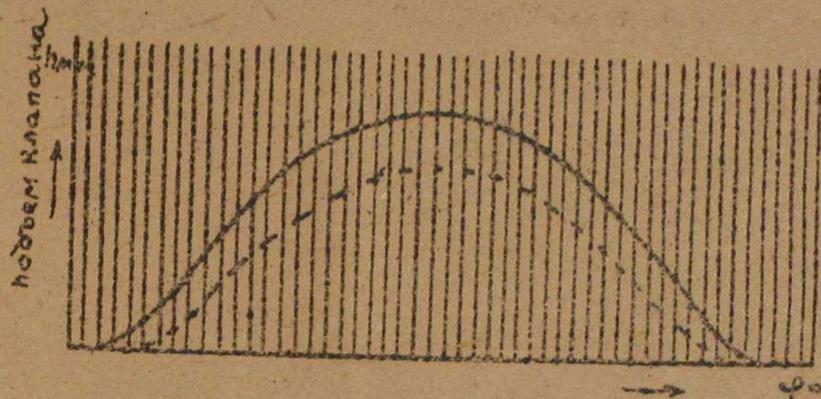
$$d\alpha = b_n dt$$

При известном диаметре клапана d и числе оборотов двигателя величина общего

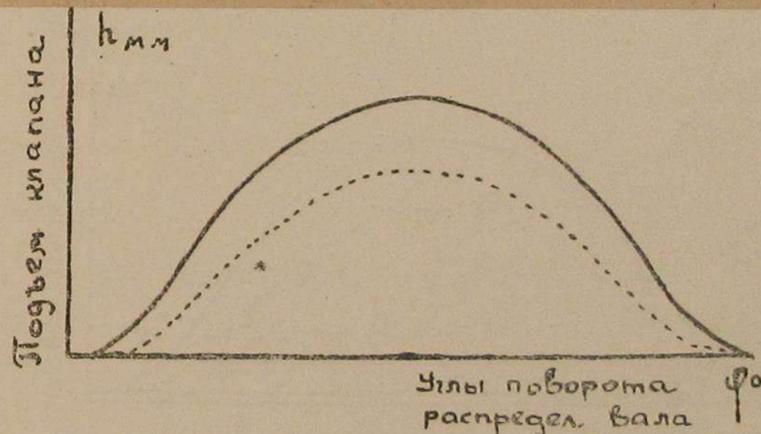
время-сечения определится из:

$$\pi d \int_{t_1}^{t_2} h dt = \frac{\pi d}{b_n} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d\alpha \text{ мм}^2 \text{ сек.}$$

На фиг. 43 и 44 даны кривые подъема всасывающего и выхлопного клапана для двигателя С.Т.З.



Фиг. 43
Углы поворота распредел. вала.



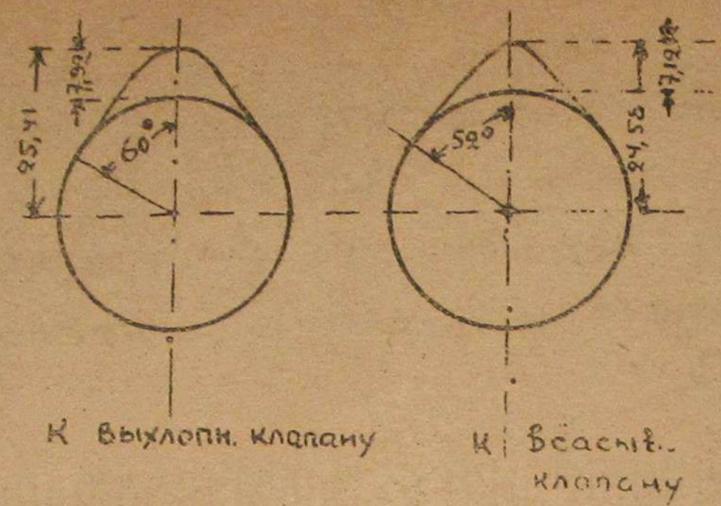
Фиг. 44.

На каждой фигуре приведены две кривые для существующего кулачка (пунктир) и для кулачка желаемого при работе на газе (сплошная кривая).

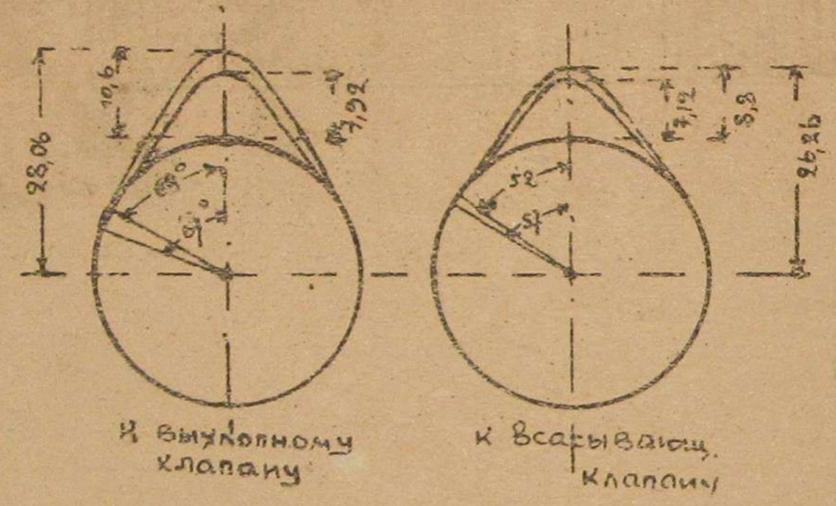
Этим кривым соответствуют нормальные кулачки имеющиеся на двигателе С.Т.З (ф. 45), и кулачки с измененным профилем (ф. 46).

*)

см. Косцов. Журн. Мотор, 1933, №10



Фиг. 45



Фиг. 46

Ниже дана таблица существующих и измененных для работы на генераторном газе фаз распределения.

	Керосин	Газ
откр. всасывающ. клапана	10° после ВМТ.	10° до В.М.Т
закрытие всасывающ. клапана	40° " Н.М.Т.	40° после Н.М.Т
открыт. выхлопн. клапана	48 до Н.М.Т.	53° до Н.М.Т
закрытие выхлопн. клапана	10° после В.М.Т	20° после В.М.Т

Нужно заметить, что указанное изменение в профиле всасывающего и выхлопного

х) эти данные требуют опытной проверки.

кулачка к новой диаграмме распределения, найдены ниже. Косцовым путем теоретического исследования. По его мнению это позволит получить среднюю скорость выхлопа $W = 30 \frac{мтр}{сек}$ и всасывания $W_c = 40 \frac{мтр}{сек}$.

При существующих же кулачках средняя скорость выхлопа $W_c = 44 \frac{мтр}{сек}$ и всасывания $W_c = 57 \frac{мтр}{сек}$. Не является ли чрезмерно большими выбранный подъем клапана и отдельные фазы газораспределения, сказать заранее не представляется возможным. Для этого необходимо экспериментальное исследование. Но, во всяком случае, автор этого предложения имеет ввиду такой переделкой поднять коэф. подачи двигателя с.т.з. при работе его на газе.

С. Влияние охлаждения двигателя.

При сильном нагреве двигателя увеличивается температура смеси и вследствие этого уменьшается коэф. подачи [ф.78] и мощность двигателя [ф.79]. Поэтому во избежании значительной потери мощности двигателя необходимо следить за регулировкой температуры охлаждающей воды. Такое же вредное влияние оказывает на мощность двигателя накипь в рубашке.

VI. Восстановление мощности повышением степени сжатия.

Из уравнения 36 следует, что эф. мощность двигателя может быть повышена увеличением степени сжатия $\epsilon = \frac{V_n + V_c}{V_c}$.

Однако, отрицательное влияние высокой степени сжатия на детали двигателя, спокойную работу его и трудный пуск мотора устанавливает известный предел этой величины.

Предел же максимального значения ϵ , допустимого для того или иного двигателя зависит от целого ряда конструктивных и эксплуатационных моментов и физико-химических свойств рабочей смеси. Поэтому он может оказаться тем выше, тем лучше известны все влияющие на него факторы и смягчено их отрицательное действие.

Умелое сочетание конструктивных изменений в конвертируемом двигателе с правильным уходом за ним при эксплуатации позволит работать с более высокой степенью сжатия и иметь, следовательно, большую мощность и экономичность двигателя.

К числу факторов, связанных со степенью сжатия в этом, случае относятся:

1. Объем и форма камеры сжатия.
2. Размеры цилиндра
3. Угол опережения зажигания
4. Состав рабочей смеси

5 Наддув и дросселирование

6 Пуск двигателя.

Рассмотрим связь каждого из указанных факторов с величиной ϵ .

1. Объем камеры сжатия.

Если бензиновый или керосиновый двигатель имеет степень сжатия ϵ , а при переходе на газ величина ее принимается равной ϵ_2 , то объем камеры сжатия определится следующим образом:

Так как $V_c = \frac{V_n}{\epsilon - 1}$ и $V_c^* = \frac{V_n}{\epsilon_2 - 1}$

то при неизменном объеме V_n имеем:

$$\frac{V_c^*}{V_c} = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon_2 - 1}$$

откуда

$$V_c^* = V_c \frac{\epsilon - 1}{\epsilon_2 - 1}$$

68

Уменьшение камеры сжатия в автотранспортном двигателе можно достигнуть одним из следующих способов:

1. Постановкой на двигатель новой головки с меньшей камерой сжатия.
2. Наделкой металла в камере сжатия старой головки.
3. Постановкой новых поршней, имеющих более высокие расположения наружной поверхности днища от поршневого пальца.

Наиболее целесообразным является

постановка новой головки. Наварку старой головки рекомендовать нельзя ввиду того, что утолщение стенок камеры ухудшает отвод тепла водой, охлаждающей головку, создает в ней местный перегрев вредно отзывающийся на прочность головки и на процессе воспламенения и горения рабочей смеси.

Изменять ~~же~~ объем камеры сжатия постановкой удлиненного поршня также нежелательно, так как это связано с увеличением его веса и с иным расположением пальца относительно днища и нижнего края поршня.

Утяжеленный же поршень повышает силы инерции, а при новом положении пальца поршень может "бить" верхним и нижним краем о стенки цилиндра.

При цилиндрической форме камеры горения обычно уменьшается высота головки со стороны стыка ее с цилиндром. Если имеется промежуточная часть между головкой и цилиндром, то уменьшается ее высота.

В двигателе, имеющем диаметр D и ход S при уменьшении камеры сжатия с V_c до V_c^* величина (h) понижения головки (или промежуточной части) определяется из

$$V_c - V_c^* = h \frac{\pi D^2}{4}$$

откуда

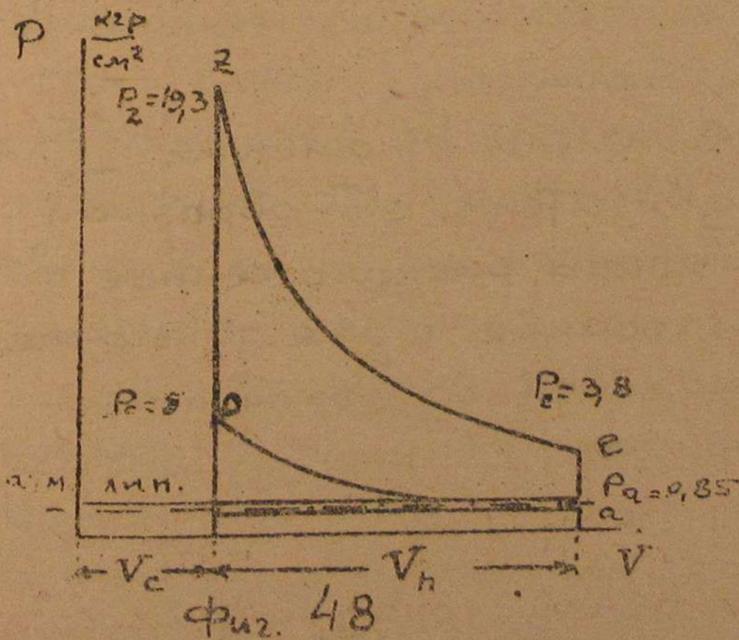
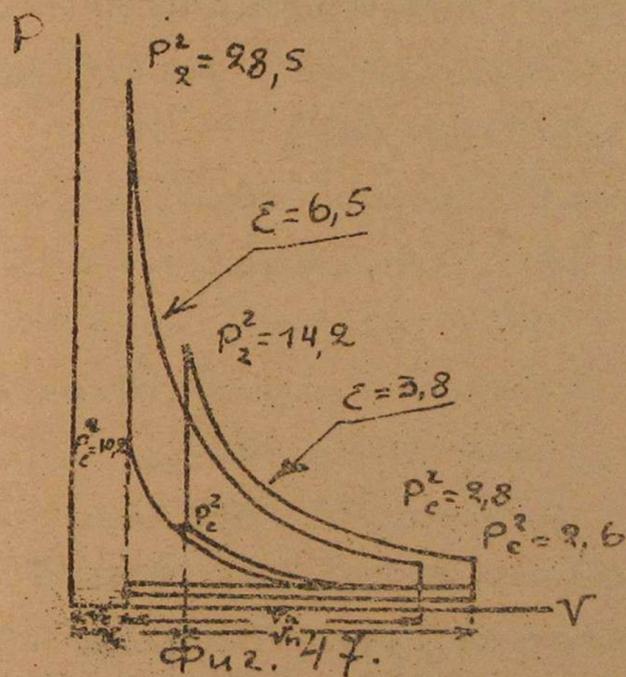
$$h = \frac{V_c - V_c^*}{0,785 \cdot D^2} = \left[\frac{V_h}{\epsilon - 1} - \frac{V_h}{\epsilon_2 - 1} \right] \frac{1}{0,785 \cdot D^2} = S \left[\frac{1}{\epsilon - 1} - \frac{1}{\epsilon_2 - 1} \right] \quad (69)$$

В случае сложной конструкции камеры

горения объем V_c^* определяется путем повторных подсчетов объема отдельных частей камеры, имеющих простейшую геометрическую форму (цилиндр, сфера и т.п.). Окончательно объем камеры сжатия проверяется на модели заливкой ее водой и затем уточняется постановкой новой крышки на двигатель и заливкой камеры сжатия маслом.

На фиг. 47 показано влияние

сжатия на теоретическую индикаторную диаграмму двигателя С.Т.З перевернутого на дрова газ.



На фиг. 48 дана для сравнения теоретическая индикаторная диаграмма этого двигателя при работе на керосине ($\epsilon = 3.8$)

2. Форма камеры сжатия и размеры цилиндра.

Опыты показывают, что в двигателях разных размеров, но имеющих одну и ту же степень сжатия и работающих в разных условиях на одном и том же топливе, эффективность оказывается не одинаковой.

Различна она также и у двигателей одинаковых размеров, но с различной формой камеры горения. Таким образом, при изменении степени сжатия необходимо считаться с размерами цилиндра и формой камеры горения.

Рассмотрим влияние степени сжатия, размеров цилиндра и камеры горения на индикаторный к.п.д.

На максимальное давление при сгорании P_2 рабочей смеси влияет количество тепла, переданного стенкам цилиндра за процесс горения. Поэтому, чем больше отношение поверхности F_c камеры горения к ее объему V_c , тем больше тепла будет отдано ее стенкам и тем меньше будет давление при сгорании.

Ниже даны величины отношения $\frac{F_c}{V_c}$ для автомобильного двигателя с Т-образной головкой, имеющей клапаны, расположенные с двух сторон камеры сгорания и для такого же двигателя с полусферической головкой и плоским доньшком поршня.

	Отношение поверхности к объему	Объем камеры сгорания в см ³
Двигатель с Т-образн. головкой	2,01	184
	1,86	203
	1,69	233
Двигатель с полусферич. головкой	0,99	184
	0,94	203
	0,88	233

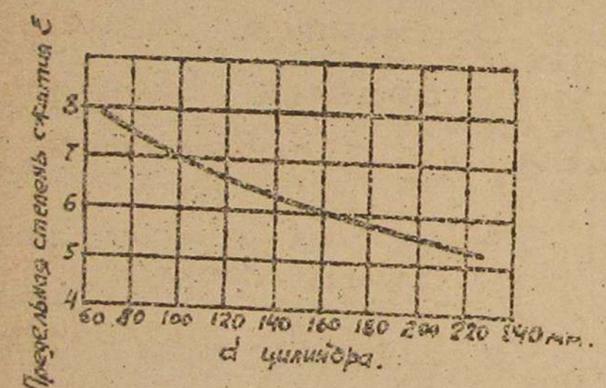
Из таблицы видно, что при полусферической форме камеры горения отношение $\frac{F_c}{V_c}$ для одного и того же двигателя почти в два раза меньше чем при Т-образной форме. Следовательно, при всех равных условиях полусферическая камера будет обеспечивать большее давление сгорания и больший индикаторный коэффициент.

На величину η_i влияет и состояние стенок камеры горения. Чем лучше они отполированы, тем меньше будет поглощаться или тепло лучеиспускания. Следовательно, при плохой обработке поверхности камеры сжатия после литья коэф. η_i будет более низким. Это было подтверждено испытанием газового двигателя, у которого при полированной камере сжатия повысился индикаторный к.п.д. и среднее индикаторное давление.

Очевидно, аналогично скажется на величине η_i и отношение поверхности внутренних стенок цилиндра F_n к объему цилиндра V_n , т.е. с увеличением $\frac{F_n}{V_n}$ коэффициент η_i понизится. Так как объем цилиндра

пропорционален кубу линейных размеров, а поверхность - пропорциональна квадрату, то отношение $\frac{F_n}{V_n}$ будет возрастать с уменьшением диаметра цилиндра. Следовательно если взять два двигателя с разным диаметром цилиндра и равными ходами, то тепловые потери будут больше у коэф. η_i меньше у двигателя с меньшим диаметром.

Поэтому, для получения того же значения η_i двигатель с меньшим диаметром должен иметь большую степень сжатия.



Фиг. 49.

Сравним теперь два двигателя с одинаковым рабочим объемом и числом оборотов, но разным отношением хода к диаметру. Так как у двигателя с более длинным ходом охлаждающее влияние стенок во время сжатия более значительно, то для достижения той же температуры в конце сжатия, что и у короткоходового двигателя нужно иметь большую степень сжатия.

Однако, опыт показывает, что индикаторный к.п.д. у этих двух типов двигателей получается почти одинаковым при малой

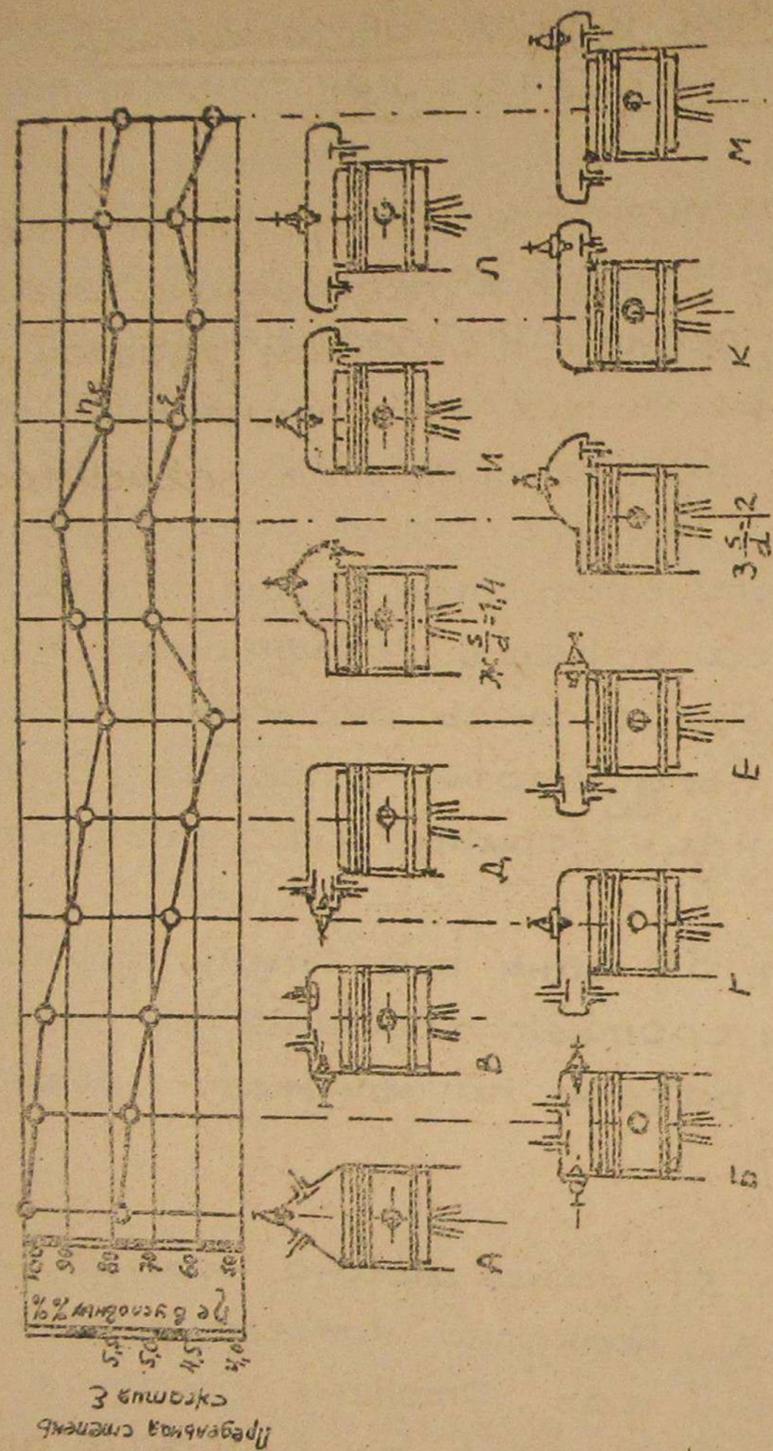
разности между двумя степенями сжатия. Посмотрим теперь как влияет на η_i более высокая степень сжатия.

При увеличении степени сжатия отношение поверхностей в конце и в начале сжатия уменьшается. Следовательно уменьшаются и тепловые потери в стенке. При большей степени сжатия камера сжатия меньше, а, следовательно, и меньше объем остаточных газов.

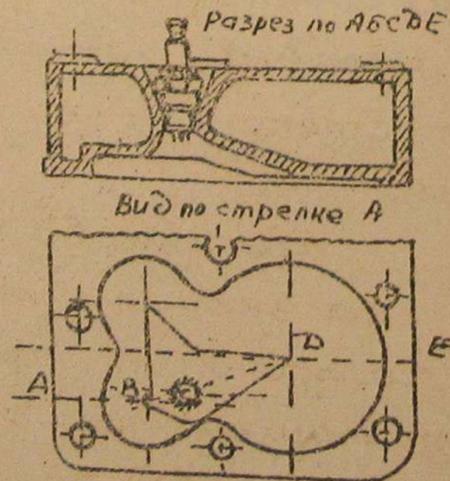
Это обстоятельство будет способствовать увеличению веса заряда /коэффициент подачи/. Кроме того рабочая смесь окажется менее загрязненной продуктами сгорания. В результате всего индикаторный к.п.д. повысится

На фиг. 50 даны различные формы камер сжатия и соответствующие им значения η_e и ϵ при работе на жидком топливе /по Рикардо/.

На фиг. 51 дана форма камеры сжатия двигателя „Геркулес“ конвертированного под генераторный газ. Степень сжатия при этой головке повышается до $\epsilon = 8,2$.



Фиг. 50

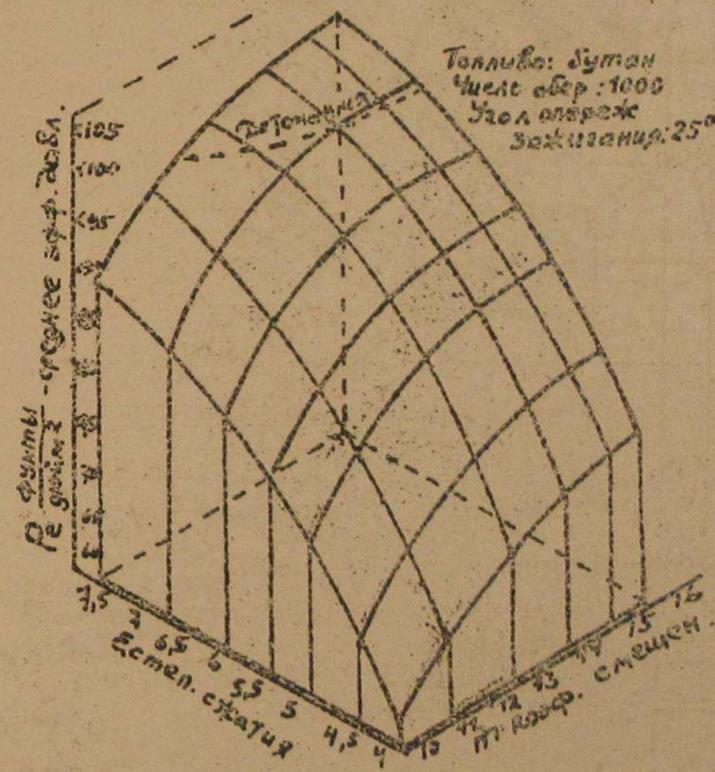


Фиг. 51.

Состав смеси и угол опережения зажигания.

При восстановлении мощности повышенной степени сжатия необходимо иметь в виду связь последней с составом рабочей смеси и углом опережения зажигания.

На фиг. 52 даны кривые зависимости

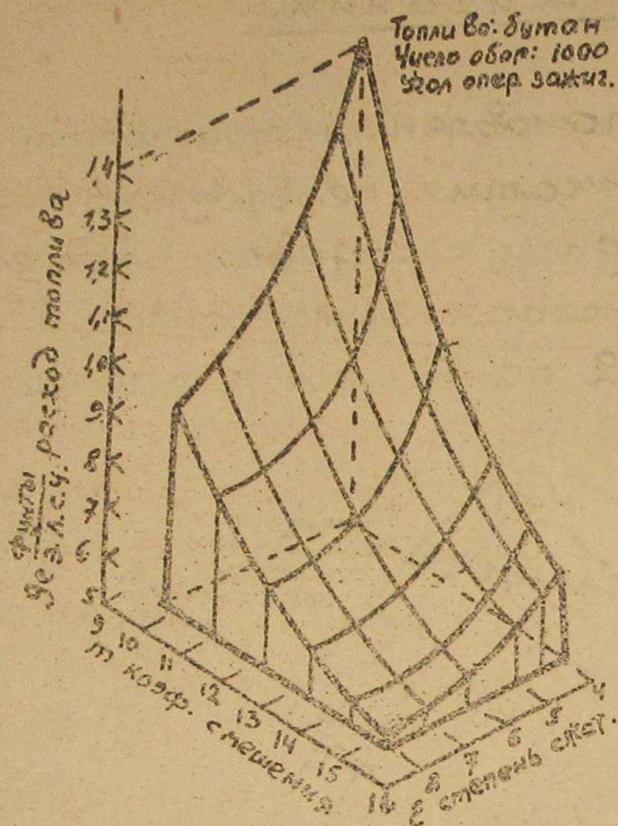


Фиг. 52

мощности двигателя при полном открытии дросселя от степени сжатия и коэффициента смеси $|m|$.

На фиг. 53 показано влияние состава смеси на экономичность двигателя. Из этих кривых, полученных проф Vogt для двигателя, работающего на бутане, видно, что при более бедных смесях та же степень сжатия дает

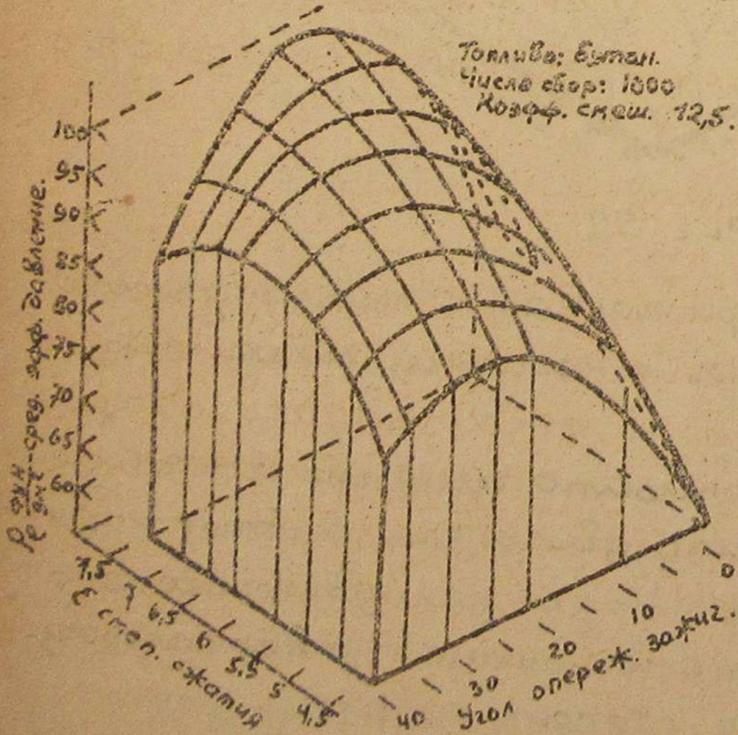
Большую мощность и экономичность двигателя. Но при некотором составе смеси



дальнейшее повышение степени сжатия ограничивается явлением детонации.

Фиг. 53

На фиг. 54 даны кривые, показывающие связь мощности, степень сжатия и угла опережения зажигания для того же двигателя. Как видно отсюда, повышение степени сжатия мало отражается на наиболее выгоднейшем для максимальной мощности,



Фиг. 54

опережения зажигания для того же двигателя. Как видно отсюда, повышение степени сжатия мало отражается на наиболее выгоднейшем для максимальной мощности,

угле опережения зажигания. Однако, увеличивая степень сжатия угол опережения так же ставит предел. При повышении ϵ выше этого предела отмечается уже не рост, а падение мощности двигателя и предел ϵ тем меньше, тем больше угол опережения зажигания.

4. Наддув и дросселирование смеси

В случае повышения мощности наддувом при неизменной степени сжатия происходит повышение давления в конце сжатия и давления вспышки. Это обстоятельство ставит предел степени сжатия.

Наоборот, если двигатель работает с уменьшенным сечением всасывающей трубы, то благодаря понижению давления всасывание снижается, давление в конце всасывания и давление вспышки. В этом случае возможна работа с более высокими степенями сжатия.

5. Пуск двигателя

При выборе степени сжатия необходимо учитывать момент запуска двигателя. С повышением степени сжатия, благодаря возрастающей компрессии, пуск двигателя делается более трудным. Из-за этого приходится иногда идти на меньшую степень сжатия и работать с большей потерей мощности.

Следует отметить, что при повышенной степени сжатия, допускаемой для газоздушной смеси, работа на бензине или керосине недопустима. Высокая степень сжатия вызывает детонационное сгорание, сопровождающееся резким повышением давления и вызывающее перекапывание основных деталей двигателя. Во избежание поломки двигателя карбюратор для запуска нужно отрегулировать на малую подачу рабочей смеси.

VII. Восстановление мощности наддувом рабочей смеси.

1. Наддув и влияние его на коэффициент подачи и мощность.

Из выражения для коэф. подачи ф. 56. следует, что он возрастает с повышением всасывания P_a .

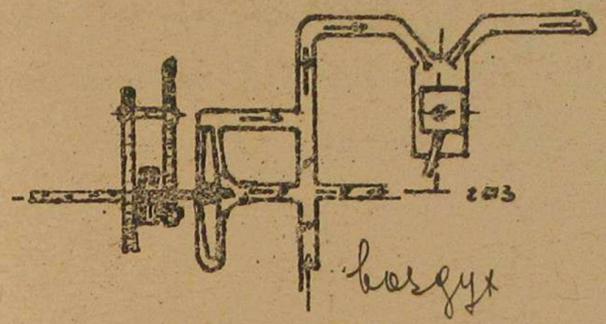
Если, таким образом, подавать рабочую смесь в цилиндр под давлением выше атмосферного, то, повышая этим давление заряда, можно значительно поднять мощность двигателя.

Такой способ повышения мощности двигателя называется наддувом.

2. Схемы наддува.

Наддув автотракторного двигателя перевернутого с жидкого топлива на генераторный газ можно осуществить по одной из следующих схем: В первой схеме компрессор для наддува

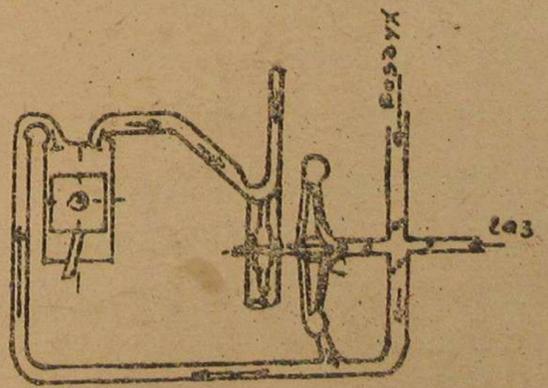
приводится в движение самим наддуваемым двигателем. Компрессор засасывает рабочий газ и воздух, и перемешивая их, подает во всасывающий трубопровод двигателя готовую рабочую смесь (ф. 55).



фиг. 55.

Эта схема очень проста, но обладает тем недостатком, что здесь приходится затрачивать значительную мощность на приведение в движение компрессора.

По второй схеме центробежный компрессор приводится в движение турбиной, работающей на отходящих из двигателя продуктах горения (ф. 56).



фиг. 56.

Использование кинетической энергии выхлопных газов позволяет получить большой эффект от наддува, тем в случае приводного компрессора.

Однако при второй схеме требуется более сложный наддувный агрегат, состоящий из турбины и турбовоздуходувки, смонтированных на одном валу. Опыт показывает, что при мало-мощных двигателях выгоден наддув устроенный

по первой схеме. Вторая схема используется преимущественно в двигателях большой мощности (от 500 л.с. и выше).

3. Конструкция наддувочных компрессоров.

Наддув не нашел еще широкого применения, в практике конвертации автотракторных двигателей под газ. Поэтому не представляется возможным дать установившиеся конструкции наддувочных компрессоров, применяемых в этом случае.

Для автомоторов, работающих на бензине, применяются следующие типы нагнетателей:

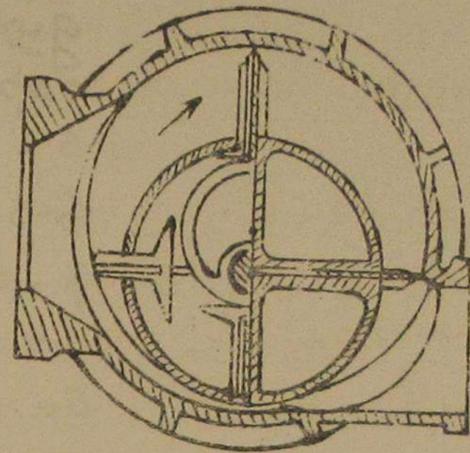
1. Коловратный компрессор.
2. Нагнетатель Рута.
3. Центробежный нагнетатель.

Опыт показал, что коловратные компрессоры работают при числе оборотов от 2000 до 4500 об/м. Производительность их весьма велика. Давление создаваемой ими до 0,5 - 0,7 атм.

Основной недостаток их заключается в сильном трении лопаток о корпус и большой, благодаря этому, расход смазки.

На ф. 57 дан разрез коловратного компрессора системы Zoller *).

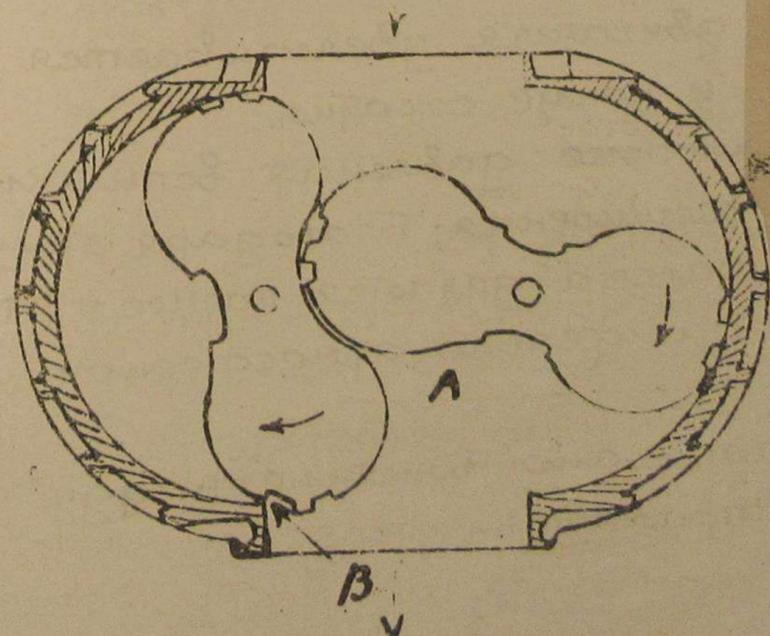
* Подобный тип нагнетателя был применен Кйһне при исследовании наддува автотракторного двигателя Кемпер, работающего на жидком газе (с.ч. Die Technik in d. Landwirtschaft 1933, №7, 8)



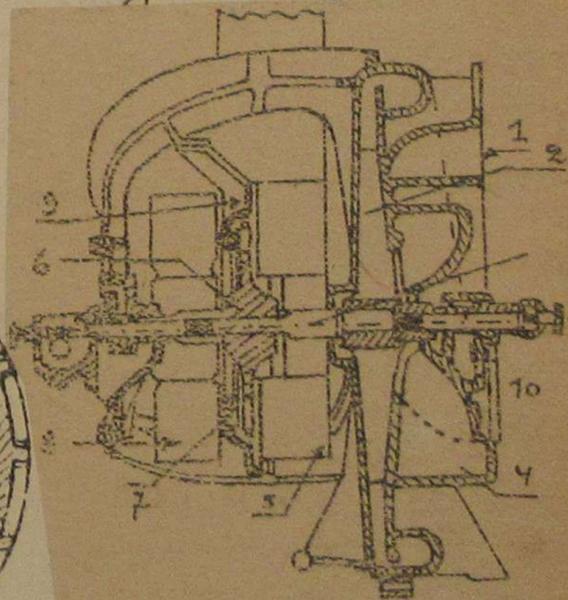
Фиг. 57.

Опыт показал, что коловратные нагнетатели хорошо работают без нагревания при 1000 - 1500 об/м

На ф. 58 дана схема нагнетателя Рута с двухлопастным ротором. Здесь А - роторы нагнетателя, В - выходное отверстие для воздуха, С - кожух ротора.

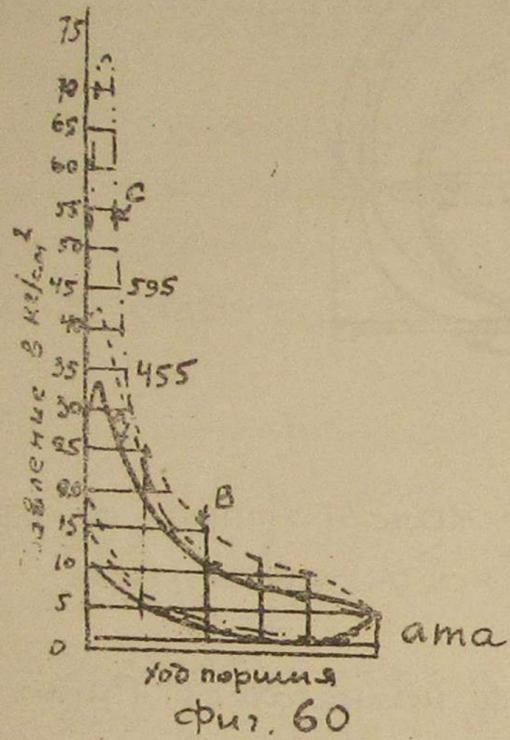


Фиг. 58



Фиг. 59

На фиг. 59 дана схема Турбокомпрессора Рато приводимого во вращение выхлопными газами. Здесь 1 - вход воздуха, 2 - проход воздуха, 3 - вал компрессора, 4 - импеллер, 5 - камера выхлопа, 6 - ротор турбины, 7 - сопло, 8 - выпускная коробка, 9 - турбинная подпорная скоба.



4 Изменение индикаторной диаграммы при наддуве.

При наддуве двигателя увеличивается давление в начале и конце сжатия. Это вызывает повышение давления вспышки и давление в конце расширения; благодаря этому индикаторная диаграмма делается полнее и располагается выше относительно атмосферной линии.

На фиг 60 показано влияние наддува на индикаторную диаграмму

здесь: А диаграмма бензинового двигателя без наддува, ($\epsilon = 5$), В - диаграмма того же двигателя с наддувом 50%. Для сравнения дана индикаторная диаграмма "С" двигателя, дающего ту же мощность, что и в случае В, но при работе с повышенной степенью сжатия $|\epsilon = 11|$ и без наддува. Давление вспышки по диаграмме "С" достигает значения $P_{всп} = 72 \frac{кг}{см^2}$, что делает практически допустимым столь высокую степень сжатия.

По диаграмме "В" давление повысилось до 43 атм, т.е. всего на 30%. Повышение мощности наддувом в случае В составляло 35% (по сравнению с А).

При степени сжатия $\epsilon = 11$, дающей ту же эфф. мощность, что и в случае В, максимальное давление возросло на 125%.

Отсюда видно преимущество наддува перед обычным способом восстановления мощности за счет повышения степени сжатия.

5. Расчет наддува.

Опытом установлено, что степень наддува в процентах можно принять пропорциональной давлению наддува. Эта весьма приближенная зависимость позволяет установить связь между индикаторной мощностью и давлением наддува и облегчает выбор величины давления P_n при заданной степени повышения мощности двигателя.

Давление наддува можно поэтому най-

ти из

$$\frac{P_H}{P_a} = \frac{N_e^H}{N_e}$$

или

$$P_H = P_a \frac{N_e^H}{N_e} = \beta \cdot P_a \quad \dots \quad 70$$

где $\beta = \frac{N_e^H}{N_e}$ желаемая степень повышения мощности. Выбранную указанным способом величину P_H нужно считать предварительной. Окончательно она находится после ряда повторных тепловых расчетов, которыми устанавливается желаемое изменение индикаторной диаграммы и окончательная степень повышения мощности двигателя с учетом потерь ее на нагнетатель.

Расчет двигателя при наддуве сводится к определению:

- а. индикаторной диаграммы
- б. мощности, затрачиваемой на нагнетатель, и
- с. мощности - нетто мотора при наддуве, которую можно использовать для преодоления полезного сопротивления (на нагрузочный агрегат).

Определение индикаторной диаграммы.

Оценивая указанным выше способом давление наддува P_H , находим температуры в начале сжатия P_a .

Можно считать, что при переходе на наддув температура рабочей смеси изменяется только благодаря сжатию последней в нагнетателе.

Повышение же ее за счет тепла, получаемого от стенок цилиндра, клапанов, остаточных газов и т.п., остается таким же, как и при работе двигателя без наддува.

Поэтому имеем

$$T_a^H = T_a + \Delta t \quad \dots \quad 71.$$

Если отсутствует холодильник после нагнетателя, то принимаем $P_a^H = P_H$

находим работу [в кал.] адиабатического сжатия 1 кг. газовой смеси в компрессоре.

$$Q = \frac{A \cdot \text{над}}{Z_k} = \frac{A}{Z_k} \cdot R_{см} \cdot T_{см} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_H}{P_{см}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{\text{кал.}}{\text{кг}} \quad \dots \quad 72$$

где $A = \frac{1}{427}$, $R_{см}$ - газовая постоянная смеси; $T_{см}$, $P_{см}$ - температура и давление смеси перед компрессором;

P_H - давление смеси после компрессора.
 $k = \frac{C_p}{C_v}$ - отношение теплоемкости газовой смеси.

При теплоемкости газовой смеси $C_p \frac{\text{кал.}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ повышение ее температуры после прохождения компрессора равно:

$$\Delta t = \frac{Q}{C_p} \quad \dots \quad 73$$

Давление в конце сжатия [точка с] при заданной степени сжатия определяется из:

$$P_c^H = P_a^H \cdot \epsilon^k, \quad \dots \quad 74$$

а температура в конце сжатия:

$$T_c^H = T_a^H \cdot \epsilon^{k-1}$$

где n_1 - показатель политропы сжатия может быть принят в пределах $1,33 \div 1,35$.

Температура в конце горения T_2'' найдется по уравнению (см. вывод формулы 93).

$$\frac{\xi H_u^m}{1 + \alpha k_0} + C_{mv}^I T_c^H + \gamma C_{mv}^I T_c^H = \rho^m (1 + \gamma) C_{mv}^{II} T_2''$$

где $\xi = 0,9 \div 0,45$ коэф. выделения тепла
 $H_u^m \frac{\text{кал}}{\text{моль}}$ - теплотворная способность 1 моля топлива

$C_{mv}^I, C_{mv}^{II} \frac{\text{кал}}{\text{моль} \cdot ^\circ\text{C}}$ - молекулярная теплоемкость рабочей смеси и продуктов горения.

γ - коэффициент остаточных газов

ρ^m - действит. коэф. молекулярного изменения

Давление в конце видимого горения (точка z).

$$P_2^H = P_c^H \cdot \frac{T_2''}{T_c^H} \cdot \rho^m \quad \dots \quad 75$$

Давление в конце расширения (точки e)

$$P_e^H = \frac{P_2^H}{\varepsilon^{n_2}} \quad \dots \quad 76$$

а температура

$$T_e^H = \frac{T_2''}{\varepsilon^{n_2 \rho^m}} \quad \dots \quad 77$$

Здесь n_2 показатель политропы расширения, равный $1,29 \div 1,33$.

Давление выхлопа P_2 принимается таким же как и без наддува.

$$P_2^H \approx P_2$$

При вычерчивании теоретической индикаторной диаграммы, линией сжатия и расширения можно построить по способу Брауэра или Толля.

Имея индикаторную диаграмму, нетрудно определить среднее индикаторное давление P_i^H .

Если давление всасывания P_a^H выше давления выхлопа P_2^H , то при определении среднего индикаторного давления площадь, образуемая линией всасывания и выхлопа, должна считаться положительной.

Учитывая округления в индикаторной диаграмме, принимают окончательно среднее индикаторное давление равным,

$$P_i^H = \delta \cdot P_i^{H'} \quad \dots \quad 78$$

где $\delta = 0,8 \div 0,85$ - коэффициент округления учитывающий отклонение действительной индикаторной диаграммы от теоретической, подсчитанной описанным способом.

Для определения эффективной мощности можно допустить, что мощность механических потерь при переходе с жидкого топлива на газ остается неизменной при том же числе оборотов [без учета компрессора].

$$N_2^H = N_2 \quad \dots \quad 79$$

Зная эффективную и индикаторную мощность двигателя при работе на жидком топливе, определяем мощность трения из

$$N_2^H = N_2 = N_L - N_e \quad \dots \quad 80$$

Тогда индикаторная мощность брутто двигателя при наддуве / без учета компрессора /

$$N_i^H = \frac{P_i^H \cdot 0,785 \cdot D^2 \cdot sni}{9000} \dots 81$$

а эффективная

$$N_{e \text{ брутто}}^H = N_i^H - N_z^H \dots 82$$

Мощность, затрачиваемая на компрессор, определяется из

$$N_K = \frac{L_{ad} \cdot G}{75 \cdot \eta_{ad} \cdot \eta_{пер}} \dots 83$$

где $L_{ad} = R_{см} \cdot T_{см} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_H}{P_{см}} \right)^{\kappa-1} - 1 \right]$ - адиабатическая работа сжатия 1 кгр. смеси.

$\eta_{ad} = 0,6 \div 0,7$ - к.п.д. компрессора.

$\eta_{пер} = 0,98 \div 0,99$ - к.п.д. зубчатой передачи компрессора.

$G = \frac{V_n \cdot n \cdot i}{2 \cdot 60} \cdot \gamma_{см} \cdot \eta_v^c \cdot \frac{\text{кгр.}}{\text{сек}}$ - секундный расход газозооудушной смеси.

$\gamma_{см} \frac{\text{кгр}}{\text{м}^3}$ - удельный вес газозооудушной смеси при наружных условиях.

η_v^c - коэф. подачи по смеси, определяемый по ф. 56 при P^H, T^H, P_z^H и $T_z^H \approx T_z$

Таким образом, мощность, которой можно располагать для преодоления полезного сопротивления - мощность нетто - равна

$$N_{e \text{ нетто}}^H = N_{e \text{ брутто}}^H - N_K \dots 84$$

При наддуве двигателя нужно различать два механических к.п.д.

$$\text{мотора: } \eta_m = \frac{N_{e \text{ брутто}}^H}{N_i^H} \dots 86$$

мотора с компрессором

$$\eta_m^{\text{мм}} = \frac{N_{e \text{ нетто}}^H}{N_i^H} \dots 87$$

6. Испытание двигателя с наддувом.

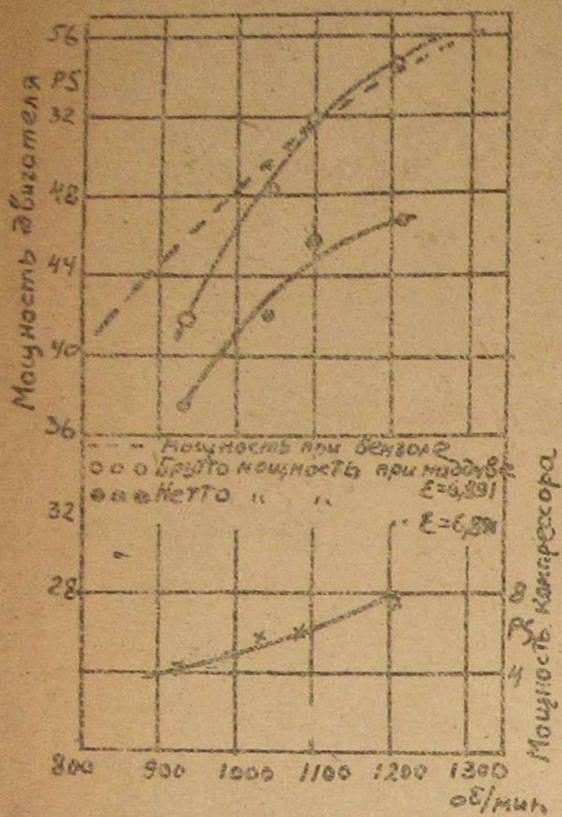
Как уже было указано раньше, наддув не нашел еще широкого применения при конвертации автотракторных двигателей под газ. Этот способ восстановления мощности подобных моторов не вышел даже из стадии лабораторных испытаний.

Ниже приводятся результаты исследований мотора Кемпер с наддувом, проведенные в Германии инж. Кйппе.

На фиг. 61 даны кривые зависимости мощности двигателя и компрессора от давления наддува.

На фиг. 62 показано как наддув восстанавливает мощность двигателя при различных степенях сжатия.

При опытах Кйппе наддув осуществлялся компрессором системы Zoller (ф. 57) с приводом от электромотора.



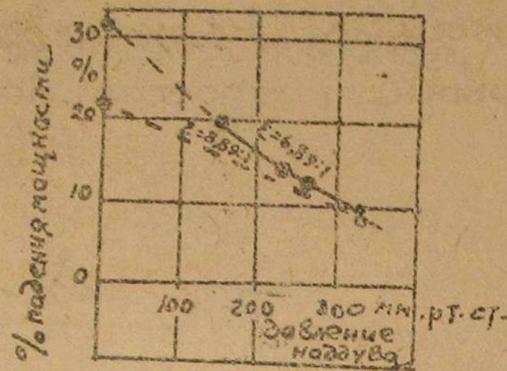
Фиг. 61

7. Степень сжатия и наддув.

Восстановление мощности автотракторного двигателя, переведенного на генераторный газ, только путем наддува представляет большие практические трудности.

Ввиду большой потери мощности (до 45%) необходим ротационный компрессор с очень большим давлением нагнетания (до 0,8 атм). В связи с этим наиболее удобным способом восстановления мощности двигателя нужно признать комбинированный способ: наддув и повышение степени сжатия.

Этот способ позволяет осуществить



Фиг. 62

более легкий пуск двигателя и дает возможность, в случае необходимости перейти на жидкое топливо без постановки старой головки двигателя. В этом случае, во избежание детонации, нужно работать с большим прикрытием дроссельной заслонки.

Какую степень сжатия и какое давление наддува следует выбирать при комбинированном способе восстановления мощности, должен показать указанный выше расчет наддува и предварительные лабораторные и эксплуатационные испытания двигателя на мощность и запуск его.

VIII Воспламенение и сгорание рабочей смеси.

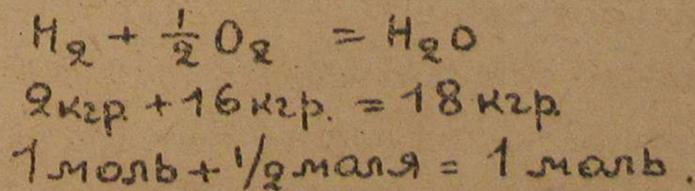
1. Реакции горения.

Горючими составляющими генераторного газа являются:

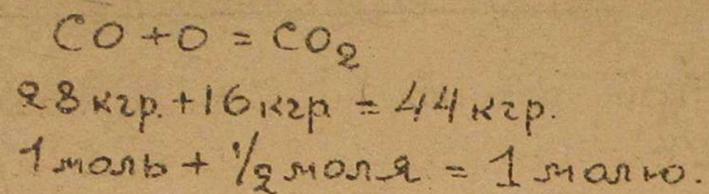
- Водород H₂ - молекулярный вес : 2
- Окись углерода CO - " " : 28
- Метан CH₄ - " - " : 16

Процесс сгорания их происходит следующим образом:

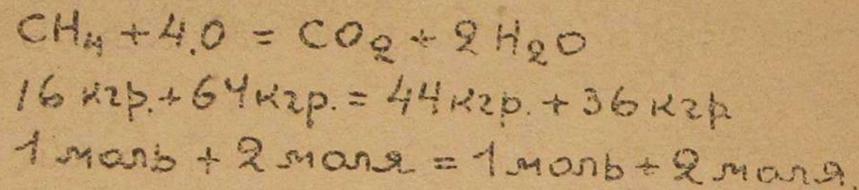
Водород



Окись углерода:



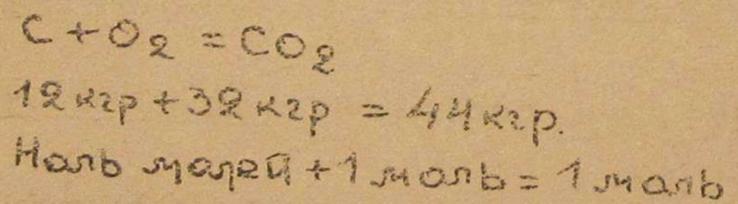
Метан.



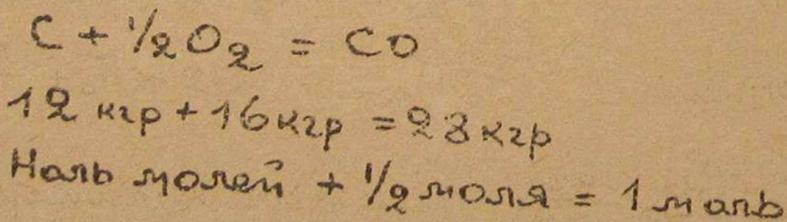
Зорючими составляющими углеводородно-го топлива / бензин, керосин / являются:

Углерод C - атомный вес : 12
 Водород H - молекуля. вес : 2

Для углерода при достаточном количестве кислорода воздуха ($\alpha > 1$) имеет:



При недостатке кислорода воздуха ($\alpha < 1$) реакция сгорания углерода идет согласно равенству



Реакция сгорания водорода приведена выше.

2. Состав продуктов сгорания.

При полном сгорании газа или жидкого топлива согласно указанных выше реакций, конечными продуктами горения являются CO_2 и H_2O . Поэтому при избытке воздуха продукты горения будут состоять из CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 .

Сюда входят негорючая часть генераторного газа (O_2 , N_2 и CO_2) и азот воздуха.

Количество продуктов сгорания получаем при сгорании 1 моля газа, определяется следующим образом:

Если газ имеет объемный состав:

$CO\%$, $CH_4\%$; $CO_2\%$, $O_2\%$, $N_2\%$, то при коэффициенте избытка воздуха α , согласно указанных выше реакций горения, получаем число молей основных частей продуктов горения:

Водяных паров $M_{H_2O} = \frac{H_2\% + 2CH_4\%}{100} \frac{\text{молей}}{\text{моль}}$

Углекислоты $M_{CO_2} = \frac{CO\% + CH_4\% + CO_2\%}{100} \frac{\text{молей}}{\text{моль}}$

Кислорода $M_{O_2} = 0,21 / \alpha - 1 / L_0 \frac{\text{молей}}{\text{моль}}$

Азота $M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 + \frac{N_2\%}{100} \frac{\text{молей}}{\text{моль}}$

Здесь $L_0 \frac{\text{моль}}{\text{моль}}$ - теоретическое количество воздуха, потребное для сгорания 1 моля газа.

Полное количество продуктов сгорания от 1 моля газа

$$M = M_{H_2O} + M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

При сгорании 1 кг жидкого топлива при $\alpha > 1$ число молей основных частей продуктов горения будет:

Водяных паров: $M_{H_2O} = \frac{H}{2} \frac{\text{молей}}{\text{кг}}$

Углекислоты: $M_{CO_2} = \frac{C}{12} \frac{\text{молей}}{\text{кг}}$

Кислорода: $M_{O_2} = 0,21 / (\alpha - 1) L_0 \frac{\text{молей}}{\text{кг}}$

Азота: $M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \frac{\text{молей}}{\text{кг}}$

Здесь H и C весовые доли водорода и углерода жидкого топлива, $L_0 \frac{\text{моль}}{\text{кг}}$ теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

3. Теоретическое количество воздуха.

Формула для определения теоретического количества воздуха, потребного для сгорания 1 м³ или 1 кг, дана в главе IV ф. 53, 54 и 55.

4. Коэффициент молекулярного изменения μ и коэффициент ост. газов γ .

Как видно из формул реакций горения при сгорании 1 моля водорода и окиси углерода происходит сокращение объема на 1/2 моля. Метан и углерод не дают изменений

объема при полном сгорании. При неполном сгорании 1 моля углерода (в CO) происходит увеличение объема на 1/2 моля.

При коэффициенте избытка воздуха α объем свежей газовой смеси равен $|1 + \alpha L_0|$ молей.

Сокращение объема при сгорании газа

$$\Delta M = \left(\frac{CO\%}{2} + \frac{H_2\%}{2} \right) \frac{1}{100} \text{ молей}$$

Объем продуктов сгорания

$$M_{пр} = |1 + \alpha L_0 - \Delta M| \text{ молей}$$

Отношение количества продуктов сгорания в молях к количеству свежей рабочей смеси, без учета остаточных газов называется эмпирическим коэффициентом молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_{пр}}{1 + \alpha L_0} = 1 - \frac{\Delta M}{1 + \alpha L_0} \quad 87$$

а с учетом остаточных газов M_2 , называется действительным коэффициентом молекулярного изменения

$$\mu = \frac{M_{пр} + M_2}{1 + \alpha L_0 + M_2} \quad 88$$

Отношение количества остаточных продуктов горения в молях к количеству свежей рабочей смеси называется коэффициентом остаточных газов.

$$\gamma = \frac{M_2}{1 + \alpha L_0} \quad 89$$

Подставляя значение γ в предыдущую

или на основании форм. 89 и 90 находим окончательное выражение для уравнения горения цикла Отто:

$$\frac{\xi H_u}{1 + \alpha L_0} + C_{mv}' T_c + \gamma C_{mv}'' T_c = \gamma (1 + \gamma) \cdot C_{mv}'' T_2 \dots 93$$

Пользуясь этим уравнением, можно, при заданных значениях всех других величин, входящих в него, найти теоретическую температуру в конце горения.

Теоретическое давление в конце горения определится из характеристич. уравн. для газа в точке с и z

$$P_c \cdot V_c = M_{см} \cdot R_m \cdot T_c$$

$$P_z \cdot V_z = M_{п.г.} \cdot R_m \cdot T_z$$

где R_m — универсальная газовая постоянная.

Так как $V_c = V_z$, то при делении одного уравнения на другое получим:

$$\frac{P_z}{P_c} = \frac{M_{п.г.} \cdot T_z}{M_{см} \cdot T_c}$$

откуда $P_z = P_c \frac{T_z}{T_c} \cdot \gamma \dots 94$

6. Пределы воспламеняемости

Для каждого газа существует верхний и нижний пределы воспламеняемости.

Верхний предел воспламеняемости соответствует такому содержанию газа в рабочей смеси, выше которого смесь делается

невоспламеняемой; нижний предел устанавливает минимальное содержание газа в смеси, при котором возможно ее воспламенение. Дальнейшее разбавление смеси воздухом делает ее также невоспламеняемой.

На таблице, помещаемой ниже даны пределы воспламеняемости от искры различных газов

	Нижний предел	Верхний предел
Водород	от 4,1 до 10%	от 50 до 80%
метан	" 2,5 ÷ 6,3	" 7,46 ÷ 15,4
Оксид углерода	" 10,5 ÷ 16,6	70 ÷ 80
Пентан	1,1 ÷ 2,4	4,5 ÷ 8

7. Температура воспламенения

По опытам Диксона температура воспламенения различных газов в смеси с воздухом может быть принята в среднем

оксид углерода	650°C
водород	585°C
метан	650°C

По опытам Мейера и Мунха температура воспламенения генераторного газа в струе кислорода равна 678°C.

Сопоставление результатов различных исследований показывает, что как кислородные, так и

воздушные смеси дают приблизительно одну и ту же температуру воспламенения.

Для сравнения ниже приводятся температуры воспламенения смеси паров жидкого топлива с воздухом в кварцевой трубке по данным С. П. Звоздева.

Бензин	- 585°С
лигроин	- 568°С
керосин	- 604°С
сырая нефть	- 590°С

8. Скорость сгорания и скорость горения.

Необходимо различать скорость сгорания и скорость горения.

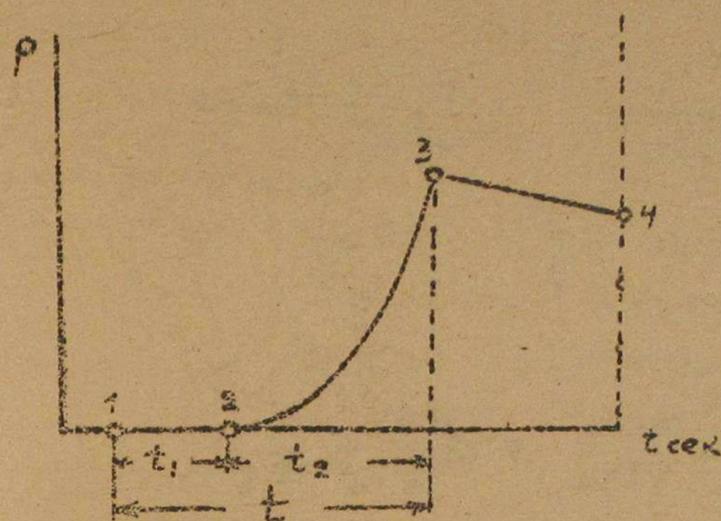
Под скоростью сгорания понимают скорость протекания химической реакции во времени. О ней можно судить по скорости нарастания давления, подразумевая под последней приращение давления на линии горения на 1° поворота кривошипа / или на 1 секунду /

$$\Delta P \frac{\text{кг/см}^2}{1^\circ}$$

После появления искры в камере горения протекает некоторый период, в течение которого происходит расщепление молекул и подготовка их к химическому соединению. Этот период называется периодом активации молекул или индуктивным периодом.

На диаграммах давлений, заснятых во времени обычным индикатором заметного

нарастания давления в этот период не происходит.



Фиг. 63.

На фиг. 63 дана кривая изменения давления по времени, полученная при опытах в бомбе.

Здесь также I-момент появления искры в бомбе.

Участок 1-2

определяет индуктивный период.

Участок 2-3 - период видимого сгорания.

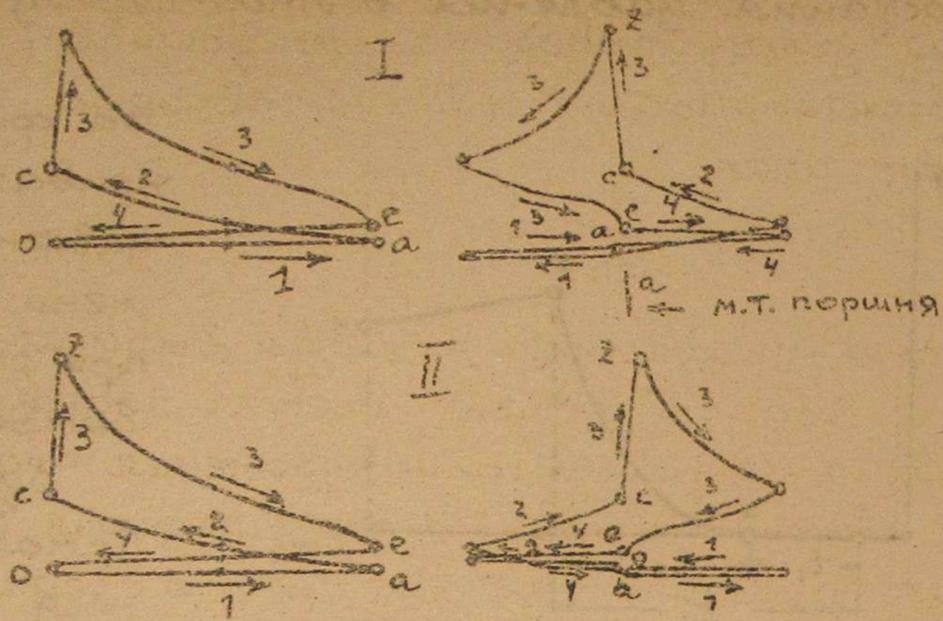
Весь период полного сгорания определяется, таким образом, участком от точки 1 до 2.

Средняя скорость сгорания за период видимого горения может быть найдена по этому графику как

$$V_{сг} = \frac{P_3 - P_2}{t_2} \quad 94$$

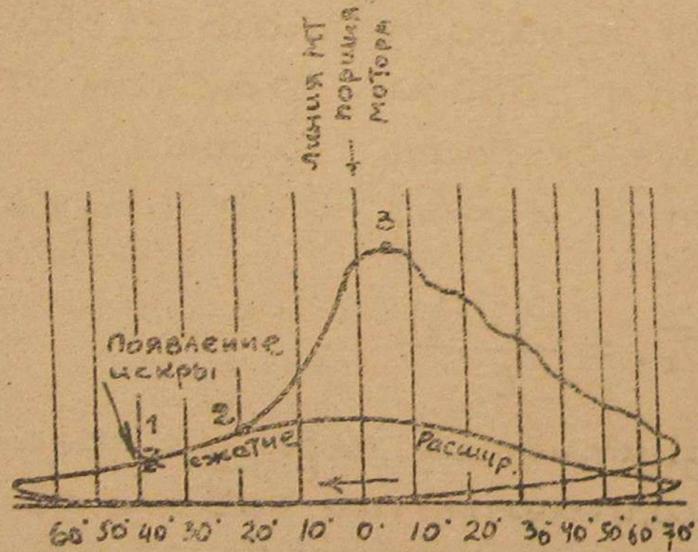
Индуктивный период и среднюю скорость сгорания, получаемые при работе двигателя на различных газоздушных смесях можно определить, пользуясь смещенной индикаторной диаграммой.

На фиг. 67 даны смещенные диаграммы, снятые при смещении назад (I) и вперед (II) на 90° индикаторного привода.



Фиг. 64

На ф. 65 приведена такая диаграмма, снятая при включенном и выключенном зажигании.



Фиг. 65.

Здесь участок 1-2, выраженный в градусах поворота кривошипа индикаторного привода, определяет индуктивный период. Участок 2 и 3 - период видимого горения. Если известно число оборотов двигателя в момент снятия индикаторной

индикаторной диаграммой, то имея ввиду связь между углом поворота кривошипа (φ°) и продолжительностью ($t_{сек}$) поворота кривошипа на этот угол:

$$t = \frac{\varphi}{6\pi}$$

95.

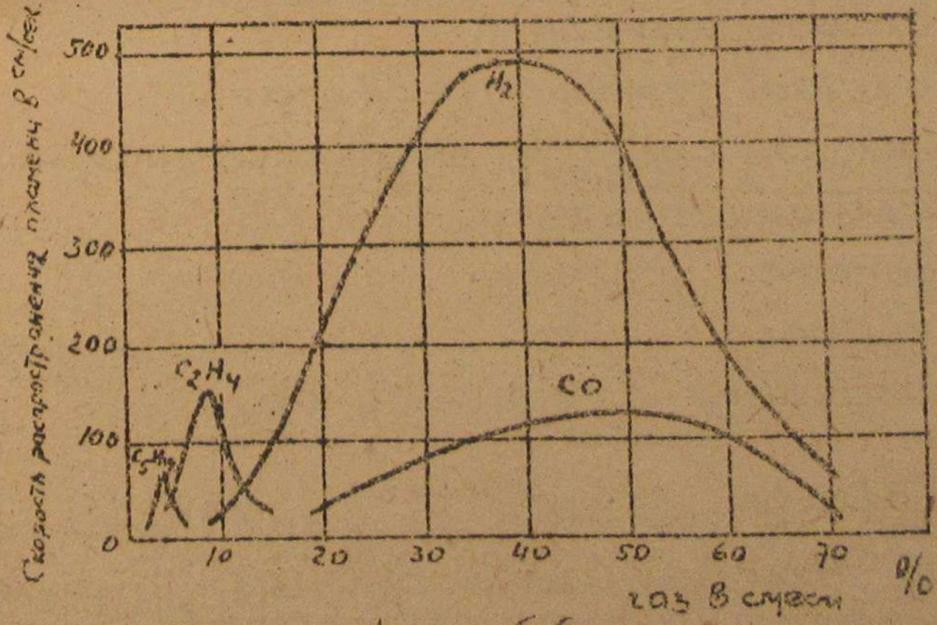
нетрудно указанные периоды выразить во времени.

Под скоростью горения подразумевают линейную скорость распространения пламени в камере горения. Обычно для суждения о процессе горения пользуются понятием о средней скорости горения. Под ней подразумевается отношение длины l участка от места запала до наиболее удаленной точки камеры горения ко времени $t = |t_2 - t_1|$ от момента запала до момента конца видимого горения (ф. 64).

$$v_{гор} = \frac{l}{t}$$

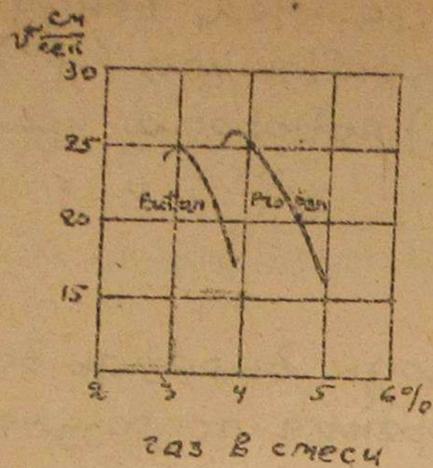
96

На фиг. 66 и 67 даны кривые изменения скорости горения различных газоздушных смесей, а на

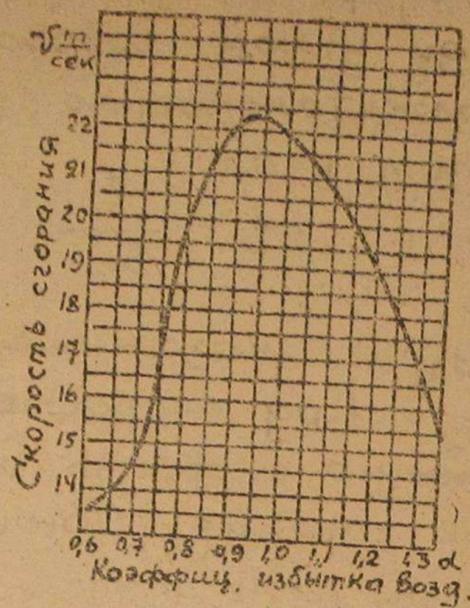


Фиг. 66

фиг. 68 для бензино-воздушных смесей.



Фиг. 67



Фиг. 68

9. Влияние состава смеси на процесс горения.

Опыты ряда исследователей показали, что скорость горения смеси (скорость распространения пламени) зависит в основном от теплопроводности смеси и от скорости самой реакции.

Скорость же реакции / скорость сгорания / определяет в свою очередь:

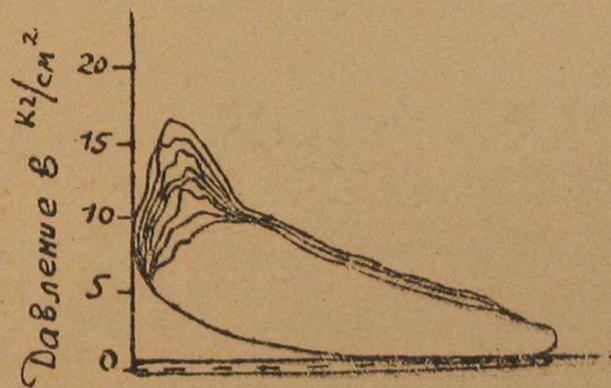
- а) начальная температура реакции
- б) химическое средство элементов топлива и кислороду воздуха
- в) устройство молекул топлива
- г) концентрация смеси, т.е. количество молекул заключенные в единице объема

По опытам в закрытых сосудах (Гонкинсон, Клерк, Убеллод, Нейман) и на двигателях (Бриллинг) на скорость распространения пламени сильно

влияет качество смеси.

На кривых на ф. 66-68 видно, что при сгорании топливовоздушных смесей скорость распространения различна. Она достигает максимума при определенной составе их. При другом каком либо составе - более бедном или более богатом - скорость реакции понижается. Это же вызывает снижение температур и давления в конце видимого сгорания.

На ф. 69 даны индикаторные диаграммы, снятые при постепенно обедняемой смеси и неизменном угле зажигания



Фиг. 69.

При очень богатых смесях часть горючего из-за недостатка воздуха сгорает не полностью. Кроме того, из-за пониженной скорости горения догорание ее происходит во время выхлопа.

В случае переобедненной смеси возможно полное ее сгорание, но здесь часть тепла, получаемого от сгорания, идет на нагревание избытка воздуха. Кроме того, из-за замедленного сгорания бедная смесь догорает во время

выхлопа.

Таким образом, при очень обогащенной или обедненной рабочей смеси двигатель для преодоления той же нагрузки будет затрачивать большее ее количество и, следовательно, работать менее экономично.

Таким образом, чрезмерное обогащение или обеднение смеси отрицательно влияет на индикаторный к.п.д.

10. опережение зажигания.

Зажигание рабочей смеси в двигателе производится несколько ранее достижения поршнем верхней мертвой точки при ходе сжатия.

Предварение зажигания, измеряемое в градусах поворота коленчатого вала, называется углом опережения зажигания.

Необходимость предварительного воспламенения рабочей смеси вызывается следующим.

Если начать зажигание точно в В.М.Т., то индуктивный период и период видимого горения будут протекать при увеличивающемся объеме поршня. При большем же объеме увеличится поверхность, омываемая газом, и возрастут тепловые потери в стенки цилиндра.

Кроме того, нарастающий объем камеры горения будет снижать температуры и давления и тем самым снижать скорость сгорания.

Все это приведет к уменьшению

температуры и давления в конце видимого сгорания и значительному смещению точки максимального давления от В.М.Т. В результате изменится нормальный вид индикаторной диаграммы и сильно понизится индикат. к.п.д.

Таким образом, для получения максимального давления сгорания вблизи В.М.Т. необходимо воспламенить смесь в конце хода сжатия, т.е. делать некоторое опережение зажигания.

Однако, и слишком раннее зажигание вредно сказывается на максимальных давлениях сгорания и на величине η_i .

При очень раннем зажигании большая часть заряда рабочей смеси сгорит до прихода поршня в В.М.Т. и вызовет чрезмерное повышение давления в конце хода сжатия.

Благодаря этому на индикаторной диаграмме появляется отрицательная площадь и двигатель начинает стучать.

На физ. 70 показано влияние зажигания на индик. диагр.



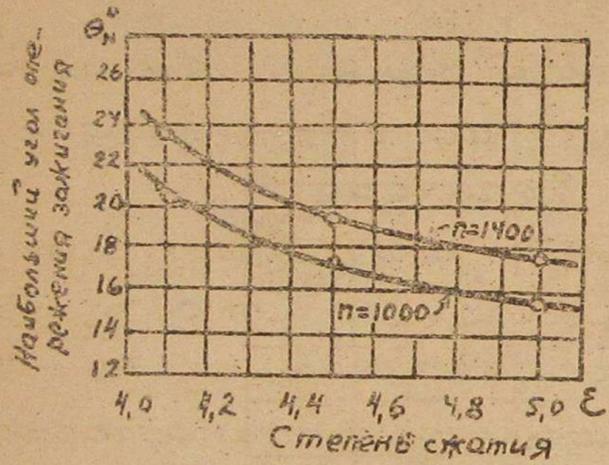
Физ. 70

Наивыгоднейший угол опережения зажигания устанавливается опытом. Нужно иметь

в виду, что он зависит от состава рабочей смеси, степени сжатия и числа оборотов двигателя

Из кривой на ф. 72, полученной проф.

Ворт для Бутанового двигателя следует, что с обеднением или обогащением рабочей смеси угол опережения возрастает. С увеличением же степени сжатия наиболее выгодный угол опережения зажигания при работе на нормальной смеси снижается (ф. 72).



Фиг. 72

для сгорания смеси в в.м.т, угол опережения должен быть увеличен с возрастанием числа оборотов.

Действительно, пренебрегая повышением скорости сгорания за счет увеличения вихрей и считая ее неизменной, находим, что в силу равенства

$$\varphi = 6 \pi t$$

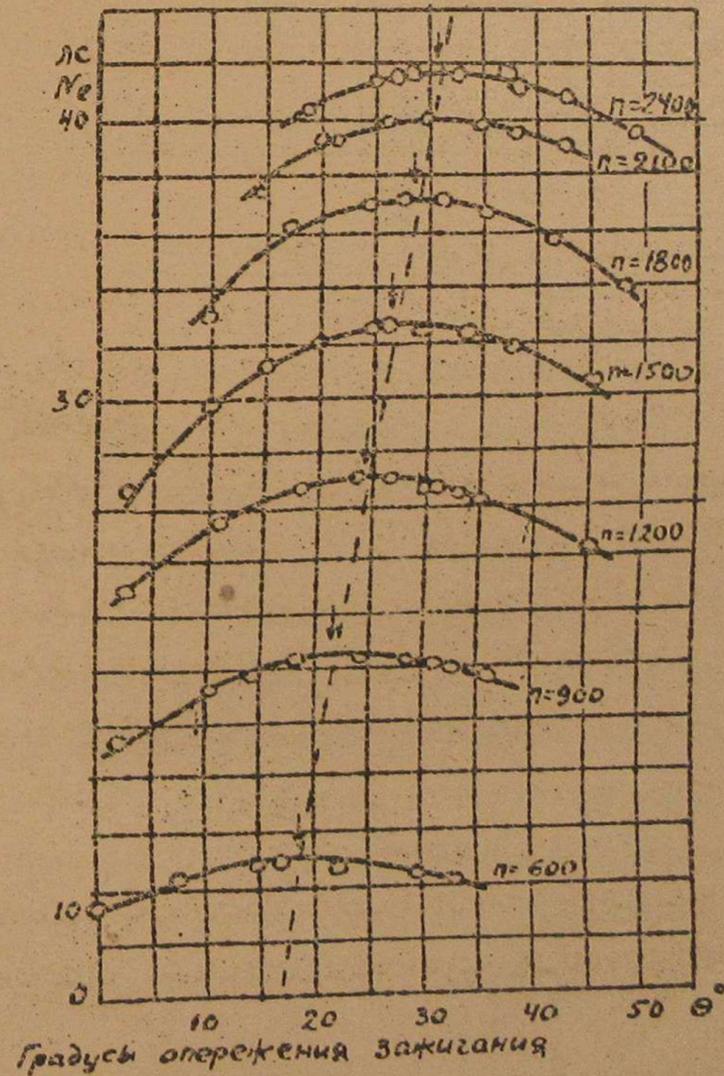
с увеличением числа оборотов наиболее выгодный угол опережения зажигания должен возрастать (фиг. 74).

Учитывая, что угол опережения зажигания изменяется не прямо пропорционально числу оборотов и что он зависит от состава

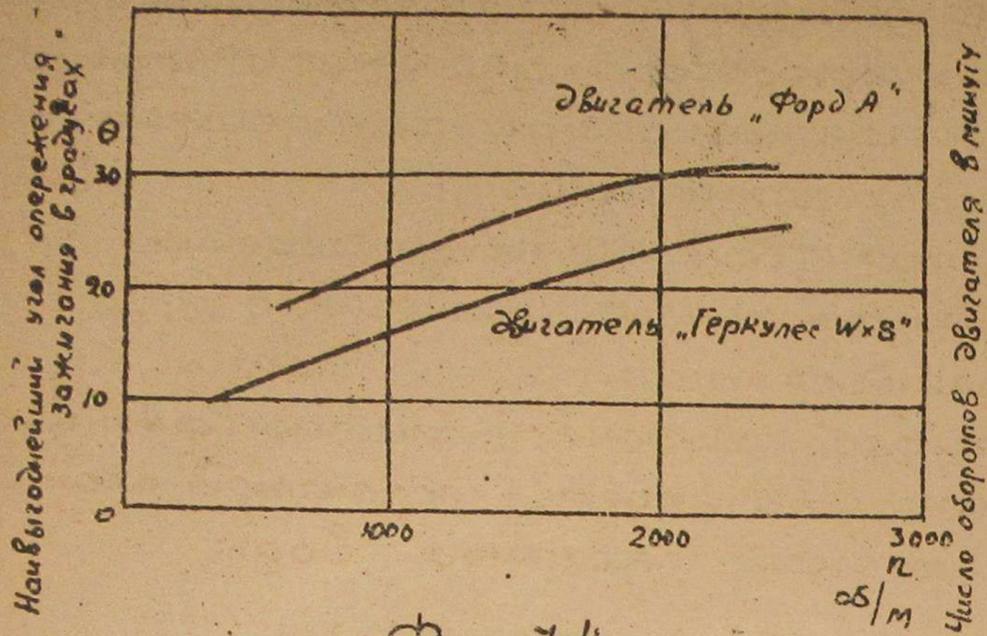
С повышением числа оборотов уменьшается период времени, отводимый как на весь цикл, так и на процесс сгорания. Следовательно, для сохранения периода времени необходимого

смеси, которой в свою очередь связан с числом оборотов двигателя, и от регулировки смеси-теля или карбюратора, для быстрых двигателей снимаются, так называемые, характеристики двигателя по зажиганию.

Характеристики по зажиганию позволяют выявить наиболее выгодный по мощности двигателя угол опережения θ . Эти характеристики строятся или в координатах $M_e - \theta$ (ф. 73) или $\theta - n$ (ф. 74) снимаются они при постоянной коэф. смеси.



Фиг. 73



Фиг. 74.

IX Охлаждение двигателя.

1. Системы охлаждения.

Значительная доля тепла, развиваемого при сгорании рабочей смеси в цилиндре, идет на нагревание частей, соприкасающихся с горящими газами. Сильный нагрев таких деталей как: поршень, цилиндр, головка, клапаны и свечи, может вызвать преждевременное воспламенение рабочей смеси, понижение коэффициента подачи, ухудшение смазки, пригорание масла и даже появление трещин и прогорание указанных деталей. Из за этого необходим отвод тепла от частей, подверженных нагреванию газами.

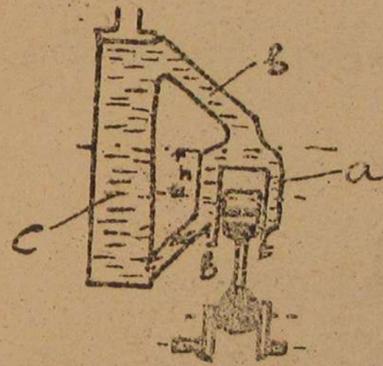
В автотракторных двигателях искусственному охлаждению подвергаются только

стенки цилиндра и головки. Для этой цели применяется вода, которая циркулируя, отводит тепло от нагретых стенок этих деталей.

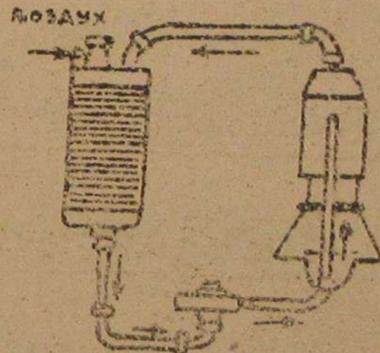
В современных автотракторных двигателях приняты две системы охлаждения.

- а) термосифонная и
- б) принудительная.

При термосифонной системе [ф.75] циркуляция воды вызывается разницей плотностью холодной и нагретой воды.



Фиг. 75



Фиг. 76

В принудительной системе (ф.76) движение воды достигается специальным центробежным насосом [помпой].

В случае работы на тракторе или автомашине для охлаждения нагретой в двигателе воды устанавливается специальный холодильник (радиатор), омываемый встречным потоком воздуха.

2. Количество тепла, отводимого охлаждающей водой.

Испытаниям двигателей установлено, что количество тепла, отводимого охлаждающей водой, составляет 25-30% от тепла затраченного топливом.

Если обозначить:

g_e — удельный эффект расхода топлива в кгр/л.с.ч. или м³/л.с.ч.

H_u — теплотворную способность топлива в кал/кгр. или кал/м³.

η_e — эффективный к.п.д.

N_e — эф. мощность двигателя,

то потеря тепла в охлаждающую воду составит

$$Q_B = (0,25 \div 0,30) g_e \cdot H_u \cdot N_e = 632(0,25 \div 0,30) \frac{632}{\eta_e} N_e \dots 97$$

Принимая в среднем $\eta_e = 0,20$ имеем:

$$Q_B = (790 \div 950) N_e \frac{\text{Кал}}{\text{час}} \dots 98$$

3. Температура охлаждающей воды

В условиях нормальной работы двигателя (на тракторе или автомашине) разность температур выходящей t_2 и входящей

t_1 , в двигатель воды составляет:
при термосифонной системе $t_2 - t_1 = 20 \div 30^\circ\text{C}$
" принудительной " $t_2 - t_1 = 6 \div 10^\circ\text{C}$

Во избежание закипания, температура входящей воды, обычно не допускается выше 95-90°C. следовательно, при указании перепада температур входящая в двигатель вода имеет:

при термосифонном охлаждении не выше 75°C

" принудительном — " — " — 85°C

При переделке термосифонного или принудительного охлаждения на охлаждение прямой водой, как это делается при установке автотракторных двигателей на катерах, температуру входящей воды следует держать не выше 45-50°C. Нужно иметь в виду, что при температуре 60°C уже начинается заметное отложение накипи в рубашке цилиндра и ухудшается благодаря этому отвод тепла. Особенно это следует учитывать при жесткой и загрязненной воде. Температура же входящей в двигатель воды будет определяться температурой забортной воды и почти равна ей.

3. Переделка системы охлаждения.

При установке на катере автотракторного двигателя, с принудительной системой охлаждения, особых переделок в последней не

Требуется. Имеющаяся водяная помпа будет давать даже избыточное количество воды. Необходимо только предусмотреть регулировочный вентиль, который позволит поддерживать температуру выходящей воды в желаемых пределах и предохранять двигатель от переохлаждения. Нужно также, в случае расположения помпы выше действительной ватерлинии, обеспечить засасывание насосом забортовой воды.

Что же касается двигателя с термосифонным охлаждением, то в этом случае, необходима установка помпы соответствующей производительности.

Производительность помпы определяется следующим расчетом:

Пусть:

- N_e л.с. мощность двигателя
- t_1 °C температура входящей воды
- t_2 °C " выходящей "
- $c = 1 \text{ кал/кг} \cdot \text{°C}$ — теплоемкость воды
- W — часовой расход охлаждающей воды,

тогда из равенства:

$$Q_v = c \cdot W \cdot (t_2 - t_1) \dots \dots \dots 99$$

и форм. 98 имеем часовую производительность водяного насоса

$$W = \frac{Q_v}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots 100$$

Наиболее подходящим для охлаждения двигателя является центробежный насос, обеспечивающий напор 4÷5 мтр. водяного столба.

Принимая коэф. подачи ц.б. насоса $\eta = 0,7 \div 0,8$,

находим действительную производительность его

$$W_0 = \frac{W}{\eta} \frac{\text{кг.}}{\text{час}} \text{ (или приблизит. дц}^3/\text{час)} \dots \dots \dots 101$$

Если подбираемый насос имеет:

- $D_{вх}$ — диаметр входного отверстия крыльчатки в метрах.
- D_0 — диаметр ступицы крыльчатки в метрах.
- $\gamma_{ср}$ — средний уд. вес воды кг/м^3 (при охлаждении забортовой водой $\gamma_{ср} = 1000 \text{ кг/м}^3$)

Тогда из уравнения непрерывности потока

$$\frac{W_0}{\gamma_{ср} \cdot 3600} = \frac{\pi}{4} (D_{вх}^2 - D_0^2) v_{вх} \dots \dots \dots 102$$

скорость входа воды $v_{вх}$ мтр/сек. равна

$$v_{вх} = \frac{W_0}{\gamma_{ср} \cdot 3600} \cdot \frac{4}{\pi (D_{вх}^2 - D_0^2)} \frac{\text{мтр}}{\text{сек}} \dots \dots \dots 103$$

Во избежании срыва струи скорость в/ода воды не должна превышать $v_{вх} = 1 \div 1,5$ мтр/сек

Диаметр подводного трубопровода d найдется из равенства

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D_{вх}^2 - D_0^2)$$

откуда

$$d = \sqrt{D_{вх}^2 - D_0^2} \text{ см} \dots \dots \dots 104$$

здесь $D_{вх}$ и D_0 в см.

Пользуясь указанными ниже формулами Ниевоттер'а можно определить приближенные размеры ц.б. насоса с наклонными и радиальными лопатками.

Задавая числом оборотов колеса помпы

л об/м, находим скорость воды при выходе из насоса:

при наклонных лопатках
(с углом наклона лопатки
при выходе $\alpha = 10^\circ$)

$$V_{\text{вых}} = 0,763 \frac{\text{л}}{1000 \text{ сек}}$$

при радиальных лопатках -

$$V_{\text{вых}} = 4,52 \frac{\text{л}}{1000 \text{ сек}}$$



Фиг. 77

Площадь проходного сечения отводя-

щей трубы

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 0,166 \frac{\text{л} \cdot \text{с}}{V_{\text{вых}} \cdot 60} \text{ см}^2$$

отсюда диаметр отводящей трубы

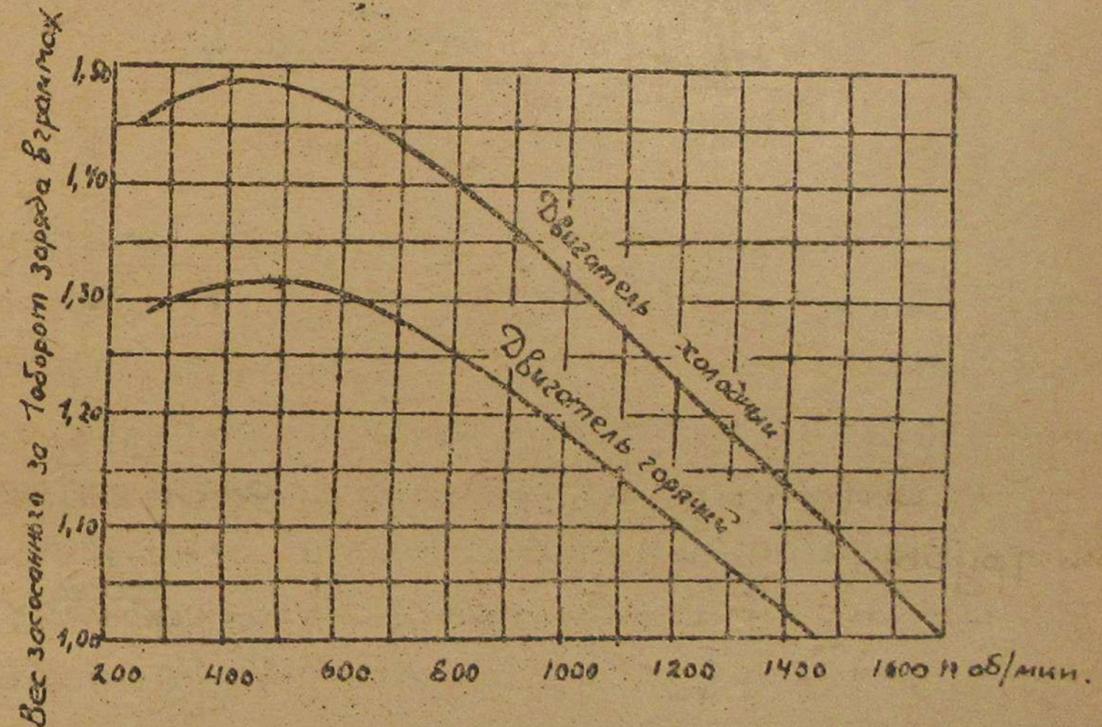
$$d \approx \sqrt{0,00352 \frac{\text{л} \cdot \text{с}}{V_{\text{вых}}}} \quad 105$$

Приведенный метод оценки размеров водного насоса является приближенным. Более точный расчет приводится при помощи характеристик насоса.

4. Уход за системой охлаждения.

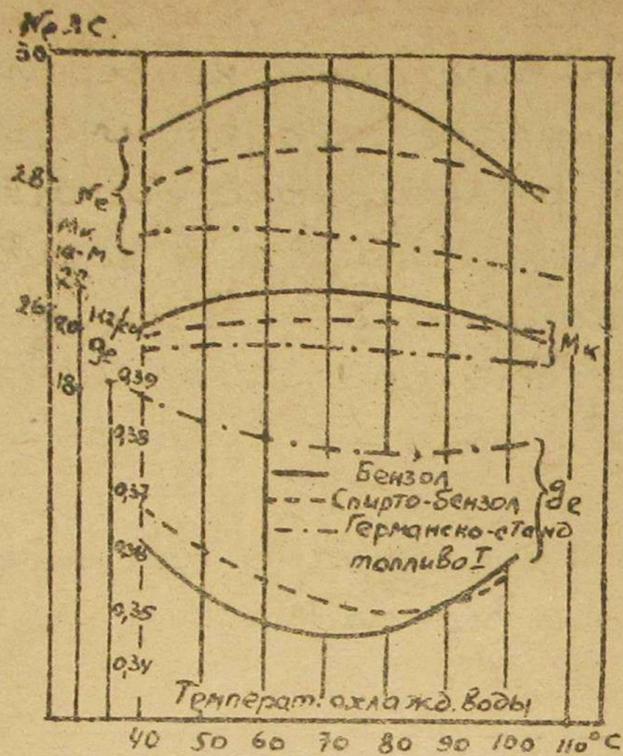
При эксплуатации конвертированного двигателя на катере следует иметь в виду, что неправильная регулировка его охлаждения и загрязненность или накипь в зарубашечном пространстве сильно снижают экономичность и надежность работы двигателя. Поэтому внимательно нужно следить за работой системы охлаждения.

На ф. 78 показано влияние нагрева двигателя на коэф. подачи его.



Фиг. 78.

На фиг. 79 даны кривые показывающие как отражается температура охлаждающей воды на мощность, экономичность и крутящий момент двигателя при работе на жидком топливе.



Фиг. 79.

Отсюда видно, что наиболее выгодной является температура $70 \pm 65^\circ \text{N}$ в избежании чрезмерной накипи в зарубашечном пространстве держать столь высокую температуру кельза. Для получения более высоких значений температуры охлаждающей воды можно рекомендовать циркуляционную систему охлаждения, по ^{устройству} принципу крупных судовых дизельных установок. При такой системе охлаждения применяется очищенная и смягченная вода и поэтому отложение накипи практически нилтожио.