

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 140

— 1972 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

ЦАМИ

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 140

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1973

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), Лунев И. С. (зам. председателя), Петрушов В. А. (зам. председателя), Григорьева Л. А. (отв. секретарь), Гапоян Д. Т., Гельбрас-Аксенов В. П., Глинер Л. Е., Григорьев М. А., Дмитриевский А. В., Егоров Л. А., Зайцев Г. В., Ильин В. М., Кнороз В. И., Кочеулов В. П., Крестовников Г. А., Лахно Р. П., Рассадин Ю. А., Тамручи О. В., Ханин Н. С.

Канд. техн. наук В. Р. Гальговский,
инж. И. Ф. Каракулина, канд. техн. наук М. М. Вихерт

О ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ С КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ ТИПА ЯМЗ

Исследования движения воздушного заряда в цилиндре проводились на одноцилиндровом двигателе с размерностью и организацией рабочего процесса дизеля ЯМЗ-236 и на моделирующих аэродинамических установках [3; 11] при продувке их воздухом в условиях установившихся течений.

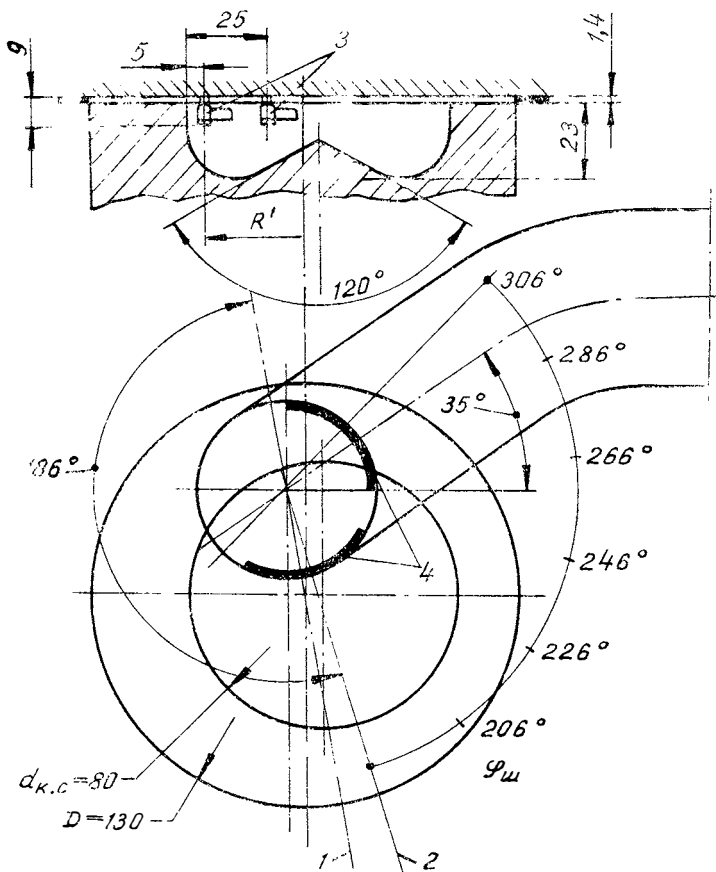
В работе использованы также некоторые результаты непосредственных замеров скорости, выполненных ранее в ПЛТД МАДИ с помощью термоанемометра ЭТА-5А при прокручивании двигателя от постороннего источника [7; 10].

Исследования проводились с тангенциальным впускным каналом, выполненным в головке цилиндра № 1 [7], и впускным каналом с заширленным клапаном (головка № 2) [10]. Угол охвата ширмы составлял 90°. Отчет углов поворота заширленного клапана показан на фиг. 1 [10]. Величина и направление вектора скорости воздуха относительно плоскости, нормальной оси цилиндра, при статической продувке определялись с помощью комбинированного зонда полного и статического давления, который мог перемещаться по радиусу цилиндра, поворачиваться вокруг собственной оси и устанавливаться на любом удалении от плоскости головки.

Продувка впускного канала осуществлялась при различных подъемах клапана и соответствующих им расходах воздуха $G_{вп}$, зависящих от перепада давлений между впускным трубопроводом в сечении перед входом в канал p_s и цилиндром p_c . Значения этих давлений для работающего двигателя в функции угла поворота коленчатого вала для различных чисел оборотов определялись путем индицирования давления в цилиндре при впуске и осциллографирования перед впускным каналом [3; 11].

На фиг. 2 приведены результаты опытов с головкой цилиндра № 2. Угол положения ширмы $\varphi_{ш}$ составлял при этом 272,5°, подъ-

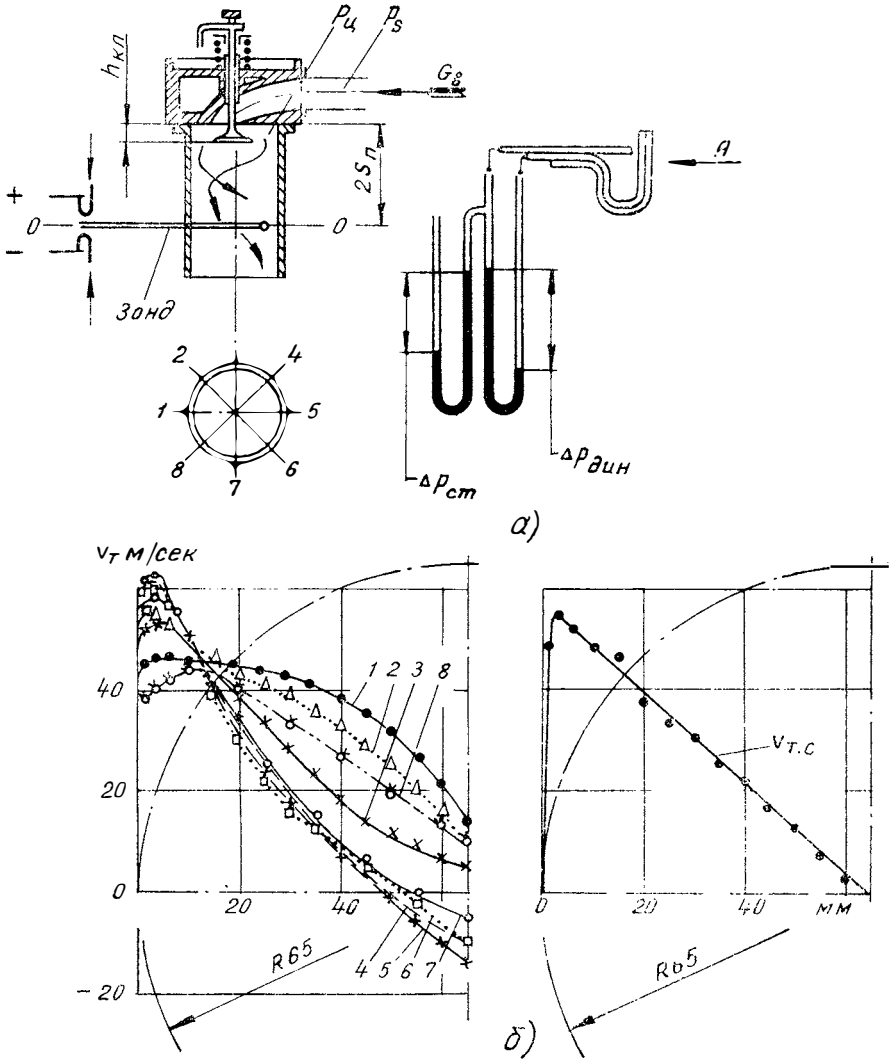
ем клапана 10 мм и расход воздуха 0,169 кг/сек. Характер движения воздуха оценивался комбинированным зондом, установленным на расстоянии удвоенного хода поршня 2S от плоскости головки.



Фиг. 1. Схема отсчета углов поворота заширленного клапана в головке № 2 и расположения датчиков термоанемометра: 1 — линия соединения оси цилиндра с осью впускного канала; 2 — биссектриса угла охвата ширмы; 3 — датчики; 4 — ширма

Опыты показали, что в цилиндре имеет место струйное течение воздуха. При этом вектор скорости изменяет свое направление и величину как вдоль радиусов, так и в зависимости от положения зонда по окружности цилиндра. В соответствии с этим тангенциальные составляющие скорости в сечении цилиндра также оказываются различными (кривые 1, 2, ..., 8). Однако определение средней эюры скоростей выявило, что воздух стремится вращаться по закону твердого тела, при котором силы вязкостного трения в потоке

не проявляются [6]. На расстоянии 2,5—3 мм от стенки цилиндра происходит затухание скорости (см. кривую $v_{т.с}$). То же самое наблюдается при других подъемах клапана, положениях ширмы и расходах воздуха, а также с тангенциальным впускным каналом.

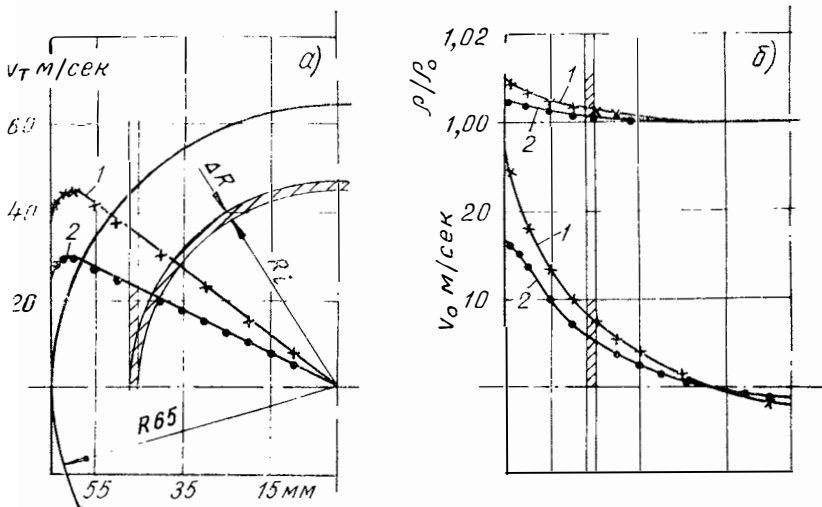


Фиг. 2. Схема установки комбинированного подвижного зонда (а) и эпюры распределения тангенциальных скоростей при различных положениях зонда (кривые 1, 2, . . . , 8) и осредненных по контуру цилиндра $v_{т.с}$ (б)

Учитывая, что продувка проводилась при скоростях истечения воздуха, близких к действительным, следует предположить, что в цилиндре работающего двигателя в конце такта впуска воздушный заряд также вращается по закону твердого тела (за исключением пристеночной зоны). С другой стороны, многообразие движения элементарных струек приводит к значительной частоте турбулентных пульсаций, которые согласно теореме Томпсона об изменении интенсивности циркуляции скорости вязкой жидкости [9] незначительно затухают в цилиндре за время такта сжатия [3]:

$$\frac{d\Gamma}{dt} = -2\nu \int_L [d\omega_x, d\omega_y, d\omega_z] dx, dy, dz,$$

где ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{сек}$,
 $d\omega_x, d\omega_y, d\omega_z$ — составляющие угловой скорости вращения в пространстве, ограниченном замкнутым контуром L .



Фиг. 3. Эпюры распределения тангенциальной v_T (а) и осевой v_0 (б) скоростей, а также относительной плотности воздуха ρ/ρ_0 в цилиндре:

1 — $G_B = 0,138 \text{ кг/сек}$, $M = 3,45 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$; 2 — $G_B = 0,098 \text{ кг/сек}$, $M = 1,87 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$

На фиг. 3 приведены примеры эпюр распределения тангенциальной v_T (в плоскости, нормальной оси цилиндра) и осевой v_0 (параллельно оси цилиндра) скоростей, а также относительной плотности воздуха ρ/ρ_0 в цилиндре аэродинамической установки при продувке впускного канала головки № 2.

Расход воздуха, определенный по уравнению

$$G_B = 2\pi g \int_0^R v_{0i} \rho_i R_i dR,$$

где v_{0i} и ρ_i — значения осевой скорости и плотности газа на радиусе R_i ;

$R = 65 \cdot 10^{-3}$ м — радиус цилиндра, составил для случаев движения воздуха 1 и 2 (см. фиг. 3) соответственно 0,1405 и 0,1 кг/сек.

Замеренный расход воздуха при продувке соответственно равен 0,138 и 0,098 кг/сек. Это подтверждает, что с помощью зонда можно достаточно точно определить характер движения и расход воздуха в цилиндре.

Установлено, что секундный момент количества движения газа в цилиндре, рассчитанный по уравнению

$$M = 2\pi \int_0^R v_{Ti} v_{0i} \rho_i R_i^2 dR \text{ кг} \cdot \text{м},$$

может быть записан в следующем виде:

$$M = \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v_{T, \max} R}{(1 - \delta)_R} \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где v_{Ti} — значение тангенциальной скорости на радиусе R_i (среднее по контуру цилиндра);

$v_{T, \max}$ — максимальная тангенциальная скорость воздуха у стенки (средняя по контуру цилиндра), м/сек;

$(1 - \delta)_R = f(R)$ — коэффициент, учитывающий отклонение действительного закона изменения скорости по радиусу цилиндра от идеального (без учета трения потоков о стенки).

Величина коэффициента $(1 - \delta)_R$ при $R = 65 \cdot 10^{-3}$ м составляет $\sim 0,98$ [3]. Секундный момент количества движения газа для условий опыта 1 и 2 (см. фиг. 3) соответственно равен $3,53 \cdot 10^{-2}$ и $1,91 \cdot 10^{-2}$ кг·м; момент количества движения, замеренный диском со спрямляющими радиальными лопатками [3; 11], составляет соответственно $3,45 \cdot 10^{-2}$ и $1,87 \cdot 10^{-2}$ кг·м.

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы:

1) аэродинамический диск со спрямляющими лопатками фиксирует только тангенциальную составляющую часть момента количества движения воздуха;

2) потери энергии на спрямляющих лопатках аэродинамического диска незначительны.

Аэродинамическое моделирование движения заряда осуществлялось в открытом цилиндре, в то время как цилиндр двигателя замкнут и содержит конечное количество воздуха с определенным моментом количества движения. Вследствие этого было целесообразно в процессе моделирования рассматривать удельную энергию или интенсивность вращательного движения воздуха. Цилиндр при этом может быть условно отождествлен с вихревой трубкой [9; 13]. Тогда согласно теореме Стокса произведение площади поперечного сечения трубки S на завихренность Ω этой трубки равно циркуля-

нии скорости Γ , где Ω — вектор вихря, равный удвоенному вектору угловой скорости элемента жидкости [13], т. е.

$$\Gamma = 2 \int_S \omega dS.$$

Применительно к цилиндру двигателя, как к замкнутому контуру вихревой трубки, такое понимание циркуляции скорости следует признать условным, так как происходит торможение потока о стенки цилиндра, а при работе двигателя рассматриваемые процессы сопровождаются подводом и отводом тепла.

Используя уравнение циркуляции скорости для течения газа в цилиндре аэродинамической установки (или двигателя), получим:

$$\Gamma = 2\pi R \frac{v_{т.макс}}{(1-\delta)_R} \cdot \frac{m}{m} = 2\pi g \frac{M}{G_B} m^2/сек,$$

где m — значение секундной массы газа.

Среднее значение циркуляции скорости за период такта впуска φ_B на выбранном скоростном режиме работы двигателя может быть представлено уравнением [3; 11]:

$$\Gamma_{\Sigma} = 2\pi g \frac{1}{\varphi_B} \int_{\varphi} \frac{M_i}{G_{Bi}} dz \quad m^2/сек. \quad (1)$$

Подобное использование параметра циркуляции скорости было впервые предложено М. М. Вихертом.

В процессе аэродинамических исследований было установлено, что максимальная тангенциальная скорость воздушного заряда в камере сгорания на расстоянии 2—3 мм от стенки в конце процесса сжатия может быть выражена уравнением [3]:

$$v_{т.макс} = \Gamma_{\Sigma n_n} \left(\frac{n_i}{n_n} \right)^k \left(\frac{d_{к.с}}{D} \right)^n \frac{(1-\delta)d}{\pi d_{к.с}} e^{-24 \frac{v}{d_{к.с}} t} \quad м/сек, \quad (2)$$

где $\Gamma_{\Sigma n_n}$ — среднее интегральное значение циркуляции скорости для номинального режима II;

n_n и n_i — номинальное и текущее значения чисел оборотов двигателя в минуту;

k — показатель, учитывающий влияние характера поступления воздуха в цилиндр при изменении числа оборотов двигателя на интенсивность движения заряда в цилиндре;

$d_{к.с}$ и D — соответственно диаметры камеры сгорания и цилиндра;

n — показатель, учитывающий потери интенсивности вращения заряда в цилиндре двигателя от трения о стенки внутрицилиндрового пространства и перетекания его в камеру сгорания.

Значения показателя k для дизеля ЯМЗ-236 приведены в табл. 1.

При $\Gamma_{\Sigma n_n}$, равном 2, 6, 10, 14 и 18, значения показателя n составляют соответственно 0,15; 0,4; 0,57; 0,71 и 0,82.

Определение показателя n для дизеля размерности $\frac{S}{D} = \frac{105}{120}$ ($n_n = 3000$ об/мин) и Роллс-Ройс модели C6NFL — 102 ($\frac{S}{D} = \frac{152}{130}$, $n_n = 2100$ об/мин) показало, что полученные значения его близки к указанным. Это позволяет использовать их в первом приближении при расчетах скорости $v_{т.макс}$ в открытых камерах сгорания типа ЯМЗ-236 и для других дизелей.

Таблица 1

$\Gamma_{\Sigma n_n}$ м ² /сек	Значение k при n_i , об/мин			
	2100	1700	1300	900
3,6	0,57	0,62	0,68	0,75
7,8	0,62	0,67	0,73	0,81
12,8	0,65	0,70	0,77	0,85

Коэффициент $(1-\delta)_d$ для камер сгорания, аналогичный $(1-\delta)_R$, составляет 0,975 при диаметре камеры сгорания 105 мм; 0,965 при $d_{к.с} = 80$ мм и 0,955 при $d_{к.с} = 65$ мм.

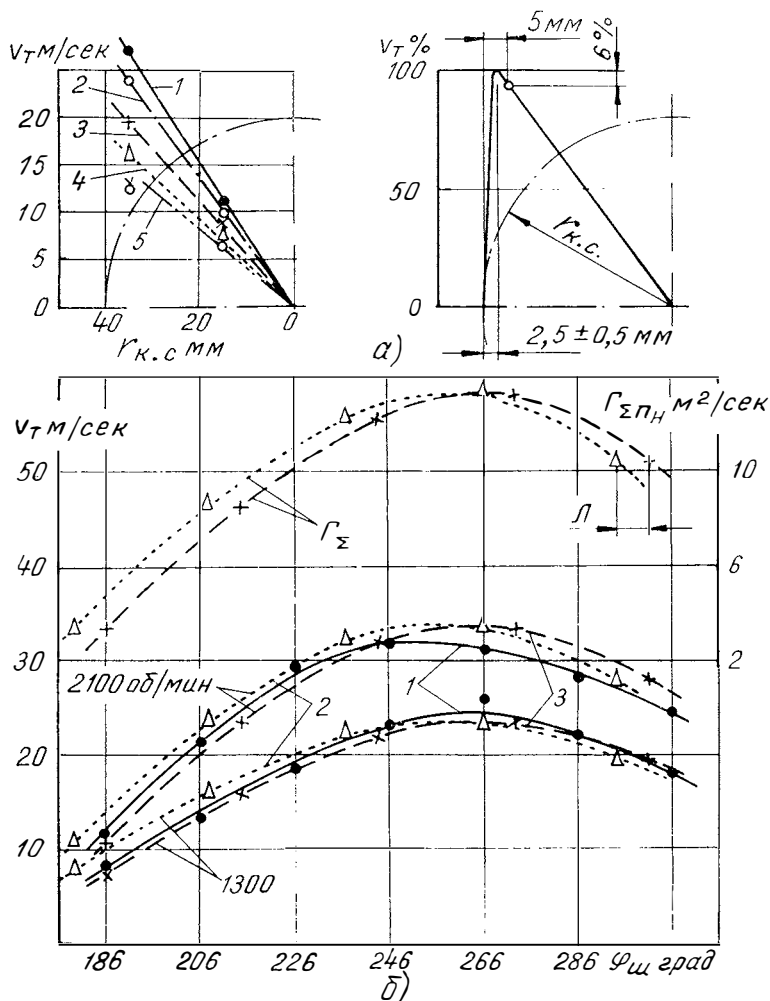
$$-24 \frac{\nu}{a_{к.с}^2} t$$

Множитель, входящий в уравнение (2), e представляет собой вязкостный декремент затухания скорости вращения при сжатии заряда поршнем, где ν — среднее значение кинематической вязкости, определенное по текущим значениям давления и температуры такта сжатия, м²/сек; t — время сжатия заряда, сек.

Сравнение результатов замеров и определения скорости вращения заряда в камере сгорания в конце сжатия

На фиг. 4,а,б приведены результаты непосредственных замеров скорости вращения воздуха в камере сгорания диаметром 80 мм, выполненных с помощью термоанемометра ЭТА-5А при использовании головки цилиндра № 2 [10]. Датчики термоанемометра, установленные на плоскости головки цилиндра, располагались по радиусу камеры сгорания параллельно днищу поршня. Центр измерительной нити одного из датчиков находился на расстоянии 5 мм от стенки камеры сгорания, а другого датчика — 25 мм и соответственно на расстоянии 9 и 8 мм от плоскости головки. Одноцилиндровый двигатель был оборудован системой принудительного наддува до $p_k = 2,13$ кг/см².

Скорость заряда измерялась в двух точках камеры сгорания при положении поршня 10° до в. м. т.* и $p_k = 1.03 \text{ кг/см}^2$ для разных чисел оборотов и двух положений заширленного клапана в

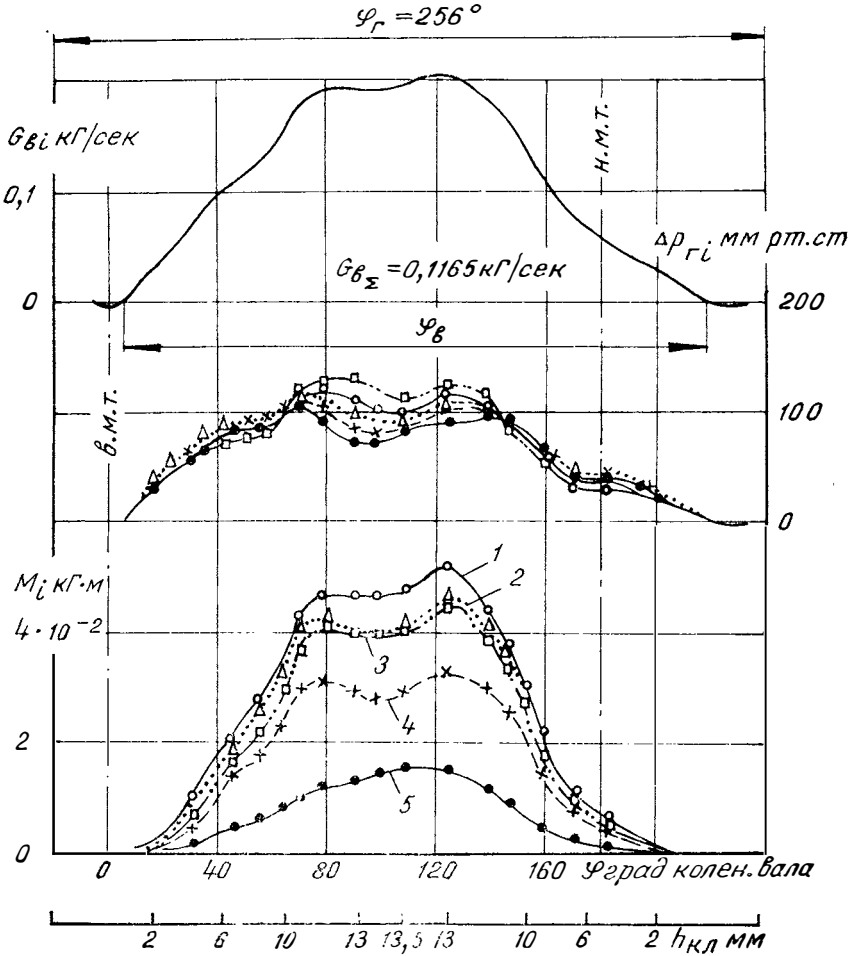


Фиг. 4. Изменение скорости вращения заряда по радиусу камеры сгорания и схема расчета скорости в точке замера (а): 1 — при 1300 об/мин и $\varphi_{ш} = 266^\circ$; 2, 3, 4 и 5 — соответственно при 2100, 1700, 1300 и 900 об/мин и $\varphi_{ш} = 214^\circ$ [10]. Изменение $\Gamma_{\Sigma n_H} = f(\varphi_{ш})$ и замеченные (1) и расчетные (2 и 3) кривые скоростей вращения заряда в камере диаметром 80 мм для двух чисел оборотов (б)

* В работе [10] скорости движения заряда рассматриваются при положении поршня 10° до в. м. т.; при положении поршня в в. м. т. скорости, фиксируемые датчиком, увеличатся не более 1—1,5 м/сек.

функции расстояния от оси камеры сгорания (см. фиг. 4,а). Экспериментальные точки подтверждают, что распределение скоростей вращения заряда в камере сгорания весьма близко соответствует закону вращения твердого тела, что согласуется с результатами ранее проведенных исследований [2—4].

Изменение скоростей движения заряда в зависимости от угла поворота заширленного клапана $\varphi_{ш}$, замеренных в точке на рас-



Фиг. 5. Зависимости расхода воздуха $G_{\beta i} = f(\varphi_{\beta})$, сопротивлений $\Delta p_{r i} = f(\varphi_{\beta})$ и момента количества движения $M_i = f(\varphi_{\beta})$ за период впуска для 2100 об/мин и различных положений ширмы (головка № 2):

1 - $\varphi_{ш} = 272^\circ$, $M_{\Sigma} = 2,51 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$; 2 - $\varphi_{ш} = 243^\circ$, $M_{\Sigma} = 2,31 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$; 3 - $\varphi_{ш} = 301^\circ$, $M_{\Sigma} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$; 4 - $\varphi_{ш} = 214^\circ$, $M_{\Sigma} = 1,605 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$; 5 - $\varphi_{ш} = 186^\circ$, $M_{\Sigma} = 0,63 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}$

стоянии 5 мм от стенки камеры сгорания, при положении поршня за 10° до в. м. т. для чисел оборотов коленчатого вала 2100 и 1300 об/мин и давления $p_k = 1,03 \text{ кг/см}^2$ показано на кривых (см. фиг. 4,б).

При указанных выше (см. фиг. 1 и 4) положениях ширмы впускного клапана $\varphi_{ш}$ была проведена продувка впускного канала головки цилиндра № 2 применительно для режима работы двигателя при 2100 об/мин. Продувка осуществлялась при различных подъемах впускного клапана с расходами воздуха, соответствующими характеристике $\dot{G}_{vi} = f(\varphi_B)$, приведенной на фиг. 5, при определении которой впускная система двигателя (впускной трубопровод и успокоительный ресивер) несколько отличалась от впускной системы двигателя, на котором были выполнены измерения скоростей. Анализ показал, однако, что изменения характеристики мгновенных расходов воздуха незначительны [3].

Результатом аэродинамических продувок явился расчет гидравлических сопротивлений впускного канала за период впуска $\Delta p_{гi} = f(\varphi_B)$ и момента количества движения воздушных потоков в цилиндре $M_i = f(\varphi_B)$, который определялся с помощью диска со спрямляющими радиальными лопатками [3; 11].

Опыты показали (см. фиг. 5), что при заширлении клапана на $1/4$ его периметра гидравлические сопротивления и, следовательно, коэффициент наполнения и характеристика мгновенных расходов воздуха изменяются мало при изменении углового положения ширмы [11].

На основе результатов продувки были рассчитаны по уравнению (1) среднее значение циркуляции тангенциальной скорости в цилиндре $\Gamma_{\Sigma n}$ и по уравнению (2) — скорость вращения заряда в камере сгорания на радиусе $r = 35 \text{ мм}$ (в 5 мм от стенки камеры) для двух чисел оборотов 2100 и 1300 об/мин.

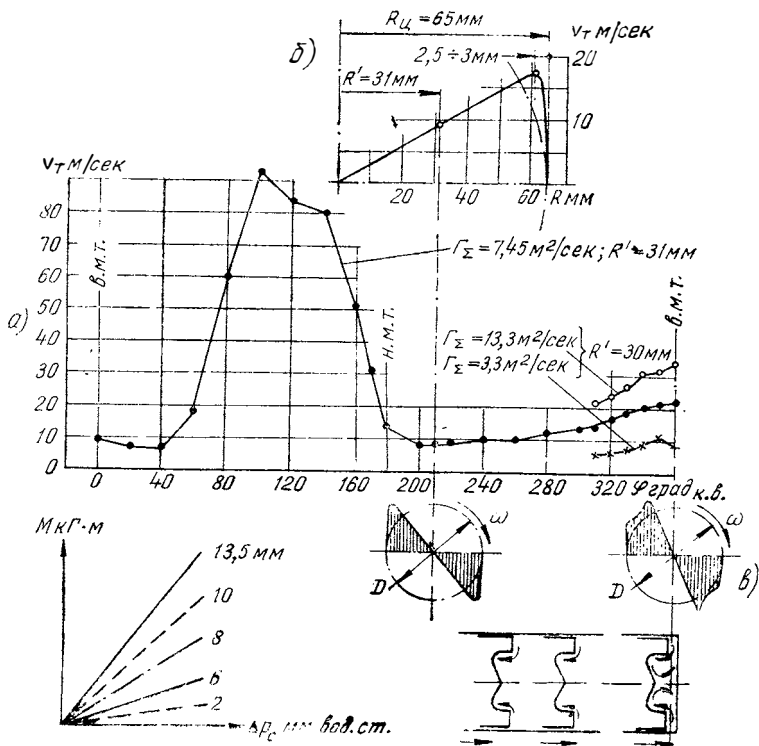
Данные параметры приведены в функции угла поворота ширмы $\varphi_{ш}$ (см. фиг. 4,б, кривые 2 и 3), полученные при крайних значениях угла зазора в механизме поворота клапана L , равного 7° .

Следует подчеркнуть, что значения скоростей воздуха в камере сгорания, полученные расчетным методом (см. фиг. 4,б, кривые 2 и 3) и путем непосредственных измерений (см. фиг. 4,б, кривые 1) в диапазоне циркулирующей скорости от 3,3 до 13,3 м²/сек для чисел оборотов от 2100 до 1300 в минуту, мало отличаются друг от друга, что дает основание использовать предлагаемый метод определения скорости воздуха при исследовании и доводке рабочего процесса дизелей с аналогичными камерами сгорания [3].

О характере движения воздуха в цилиндре в конце впуска и начале сжатия

Измерения тангенциальной скорости движения воздушного заряда в цилиндре двигателя с помощью электротермоанемометра ЭТА-5А проводились по углу поворота коленчатого вала [7; 10; 8].

Из типичных результатов этих измерений, показанных на фиг. 6, а, следует, что наибольшая скорость вращения заряда имеет место на участке хода поршня, соответствующем процессу впуска в зоне максимальных подъемов клапана. На участках хода поршня, соответствующих концу впуска и началу сжатия, наблюдается интенсивное уменьшение скорости. Дальнейшее движение поршня к в. м. т. приводит к новому увеличению скорости движения заряда. Такой характер изменения скорости воздуха вызывается следующими причинами.



Фиг. 6. Изменение скорости вращения воздуха в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала ($\Gamma_{\Sigma \text{н}} = 7,45 \text{ м}^2/\text{сек}$ — по замерам В. Н. Иванова [7]; $\Gamma_{\Sigma \text{н}} = 3,3$ и $13,3 \text{ м}^2/\text{сек}$ — по замерам И. Г. Богдасарова [10]; R' — радиус от оси цилиндра до центра измерительной нити датчика) и изменение момента количества движения для различных подъемов клапана $h_{\text{кв}}$ в функции перепада давления (а); схема расчета скорости в цилиндре для точки $R' = 31 \text{ мм}$ в начале такта сжатия (б); характер распределения скорости вращения заряда в начале и конце такта сжатия, а также схема перетекания воздуха в камеру сгорания при сжатии (в)

В процессе такта впуска по мере поступления воздуха в цилиндр интенсивность вращательного движения его изменяется. Величина скорости вращения определяется формой, размерами впускного канала и положением его относительно цилиндра [11], величиной подъема впускного клапана и скоростью движения поршня. Как было установлено, при любой конфигурации тангенциального канала наибольшая интенсивность вращения создается при максимальных подъемах клапана (см. фиг. 6,а) [12]. Поэтому датчик ЭТА-5А, установленный на плоскости головки цилиндра и фиксирующий в непосредственной близости от нее изменение скорости движения отдельных струек в процессе впуска, не характеризует интенсивности вращения заряда в целом. Влияние сил вязкостного трения и трения о стенки сказывается на формировании в цилиндре движения заряда к концу такта впуска. В результате в конце впуска и начале хода сжатия воздушные потоки во всем объеме цилиндра вращаются как единое целое по закону, характерному для вращения твердого тела, и только на расстоянии 2—3 мм от стенки цилиндра они резко тормозятся. Подтверждением служит следующий пример.

В работе В. Н. Иванова [7] по исследованию движения воздуха в цилиндре дизеля ЯМЗ-236, результаты опытов которого частично приведены выше (см. фиг. 6,а), был использован стандартный впускной канал, обеспечивающий циркуляцию скорости $\Gamma_{\Sigma n_i} = 7,45 \text{ м}^2/\text{сек}$ (головка цилиндра № 1) [3]. Датчик термоанемометра устанавливался также на плоскости головки цилиндра, его измерительная нить располагалась параллельно образующей стенки камеры сгорания диаметром 80 мм на расстоянии 4 мм от нее и в средней части камеры сгорания по глубине при положении поршня в в. м. т. Нить датчика находилась на расстоянии $R' = 31 \text{ мм}$ от оси цилиндра.

Используя уравнение для определения скорости движения заряда на произвольном участке радиуса цилиндра R' в начале такта сжатия

$$v_{\tau i} = \Gamma_{\Sigma n_i} \left(\frac{n_i}{n_n} \right)^k \frac{(1 - \delta)_{R'}}{2\pi R'} \cdot \frac{R'}{(R - 2,5)} \text{ м/сек},$$

были получены результаты, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

n_i об/мин	$\Gamma_{\Sigma n_i}$ м ² /сек	$v_{\tau, \max}$ м/сек при $[R - 2,5]$ мм	v_{τ} м/сек при $R' = 31 \text{ мм}$	
			расчетная	замеренная
2100	7,45	17,5	9	8—9
1700	6,44	15,5	7,6	6—7,5
1300	5,22	12,5	6,5	6—7
900	3,74	8,8	4,5	4—5

Для $n=2100$ об/мин данный пример приведен на фиг. 6,б. Близкие значения расчетных замеренных скоростей служат подтверждением того, что в конце такта впуска и начале сжатия заряд в цилиндре вращается как единое целое, так как расчетное уравнение было составлено в предположении вращения заряда по закону твердого тела.

Турбулентные пульсации в заряде, возникшие в процессе впуска, проявляются в виде высокочастотных колебаний кривой анемogramмы на всех участках хода поршня.

Сжатие заряда

При последующем движении поршня к в. м. т. возникают радиальные течения воздуха, вызываемые вытеснением его из кольцевого пространства над плоской частью днища поршня, и осевые — в камеру сгорания, интенсивность которых при прочих равных условиях тем выше, чем меньше отношение диаметров $\frac{d_{к.с}}{D}$ [1; 5].

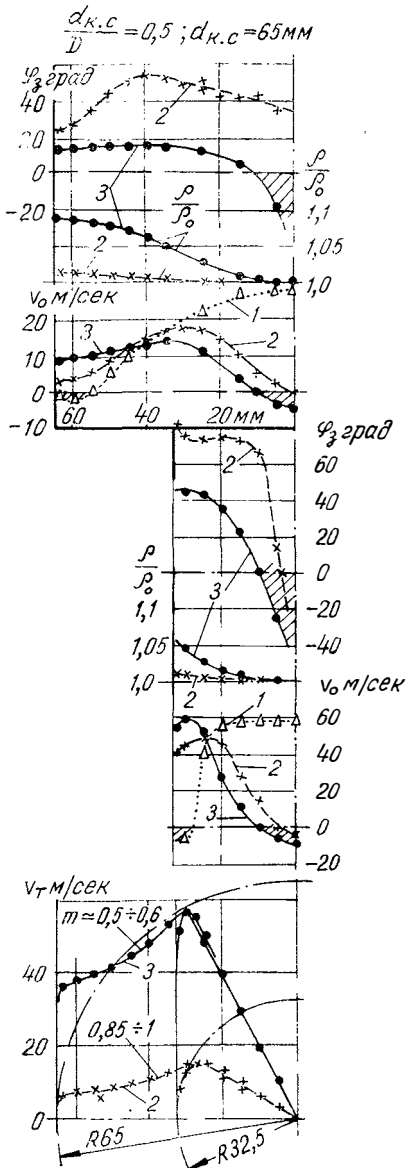
Вследствие того, что через горловину камеры проходит все количество воздуха, участвующего в перетекании, а также условно принимая данный процесс адиабатным и не зависящим от плотности газа, оказалось возможным исследовать характер перетекания заряда в условиях безмоторного стенда статической продувки. При проведении этих опытов установка была снабжена условными камерами сгорания — малыми цилиндрами [3]. Перетекание воздуха из большого цилиндра в малый оценивалось посредством комбинированного зонда, последовательно устанавливаемого в большом и малом цилиндрах, в непосредственной близости от плоского перехода (10 мм от него), имитирующего плоскость вытеснения днища поршня.

На фиг. 7 для отношения диаметров $\frac{d_{к.с}}{D}=0,5$ и расхода воздуха $0,15$ кг/сек приведены зависимости: v_{ti} ; v_{oi} ; ρ/ρ_0 ; $\varphi_3=f(R_i; \Gamma_3)$ (φ_3 - угол направления потока относительно плоскости нормальной оси цилиндра). Такое значение расхода превышало мгновенные осевые расходы воздуха в двигателе. Это не приводило к видоизменению характера перетекания заряда в силу повышенной интенсивности вытеснения при указанном отношении диаметров $d_{к.с}/D$.

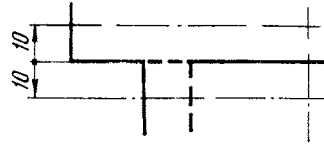
Интенсивность вращательного движения заряда в большом цилиндре изменялась от $\sim 0 \div 1$ до 22 м²/сек, что значительно превышало оптимальные значения, необходимые для организации процессов смесеобразования и сгорания в дизелях с непосредственным впрыском (табл. 3).

Результаты опытов, проведенных на аэродинамических установках для различных сочетаний $d_{к.с}/D$; Γ_Σ ; $G_{в}$, позволяют получить ряд закономерностей:

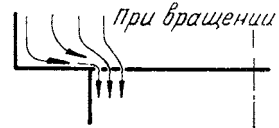
1. При повышении интенсивности вращения заряда все большая его часть вследствие центробежных сил тяготеет к стенкам цилинд-



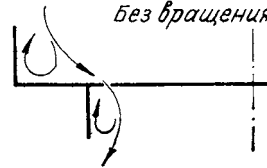
Плоскости определения
состояния газа



Перетекание газа



Без вращения



Фиг. 7. Эпюры осевых v_0 и тангенциальных v_t скоростей, отношения плотностей ρ/ρ_0 и углов φ_z направления вектора скорости в большом и малом цилиндрах аэродинамической установки в функции R при $\frac{d_{к.с}}{D} = 0,5; G_B = 0,151 \text{ кг/сек}$ и различных значениях циркуляции в цилиндре:

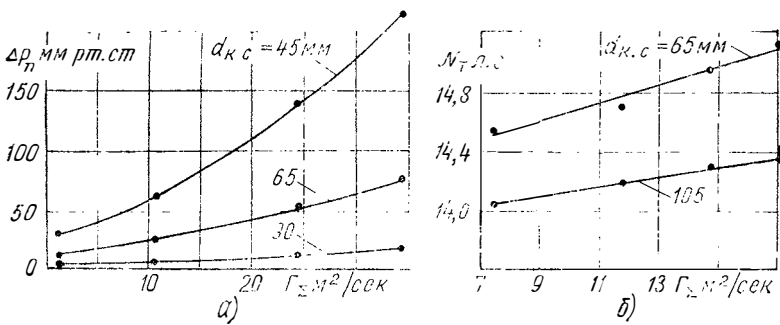
1 - $\Gamma_\Sigma = 0 \div 1$; 2 - $\Gamma_\Sigma = 4 \text{ м}^2/\text{сек}$; 3 - $\Gamma_\Sigma = 22 \text{ м}^2/\text{сек}$

Таблица 3

Двигатель	S/D мм	n об/мин	i^*	$d_{к.с}/D$	$\Gamma_{\Sigma n}$ м ² /сек
ЯМЗ-236	140/130	2100	4	0,615 0,562	8—9 6,5—7,5
Роллс-Ройс	152/130	2100	4	0,567	6,5—7,5
ЯМЗ-641	105/120	3000	4	0,5	4,8—6,4
Дейтл FL413	125/120	2650	2	0,373	12,5—13,5

* i — число распыливающих отверстий в распылителе.

ра. При перетекании заряда из большого цилиндра в малый центробежным силам противостоят силы вытеснения. Поэтому чем больше центробежные силы в потоке или меньше отношение диаметров $d_{к.с}/D$, тем большее давление при продувке приходится затрачивать на перетекание заряда. При имитации процесса расширения эти потери в функции параметров Γ_{Σ} и $d_{к.с}/D$ отсутствуют. Исследования, проведенные на одноцилиндровом двигателе со сменными камерами сгорания (степень сжатия 16), при прокручивании на режиме $n=2100$ об/мин показали, что с увеличением циркуляции Γ_{Σ} или уменьшением отношения $d_{к.с}/D$ значения внутренних потерь в двигателе возрастают (фиг. 8).



Фиг. 8. Затраты на перетекание заряда в камеру сгорания при продувке для различных $d_{к.с}$ (а) и изменение внутренних потерь в двигателе при 2100 об/мин для $d_{к.с}=65$ и 105 мм (б) в функции циркуляции Γ_{Σ}

2. Трение потоков о плоскость вытеснения поршня при перетекании заряда приводит к возникновению зоны проявления сил вязкостного трения. Вследствие действия закона сохранения момента количества движения эпюра скорости вращения заряда перед поршнем видоизменяется так, что условно может быть поделена на две части — ядро вихря, где заряд вращается по закону вращения твердого тела, и зону, характерную для потенциального вихря. Первая расположена над камерой сгорания, вторая — над плос-

костью вытеснения поршня (см. фиг. 7). Из этого следует, что величина площади вытеснения поршня определяет форму эпюры скоростей вращения воздуха [2—4].

3. Трение потоков о стенки цилиндра оказывает на эпюру изменения скоростей в зоне «потенциального» вихря тем большее влияние, чем выше интенсивность вращения. Вследствие этого распределение скоростей по радиусу в зоне подчиняется закону $v_r R_i^m = \text{const}$, где показатель $m = f(\Gamma_\Sigma)$, при $\Gamma_\Sigma = 4 \text{ м}^2/\text{сек}$ $m \approx 0,85 \div 1$ и при $\Gamma_\Sigma = 22 \text{ м}^2/\text{сек}$ $m \approx 0,5 \div 0,6$ [2].

По мере перемещения поршня к в. м. т. в зону, характерную для потенциального вихря, начинают вовлекаться (вследствие вязкостного трения) все новые слои воздуха. Вследствие этого эпюра скоростей видоизменяется по всей высоте цилиндра. При этом радиус ядра вихря увеличивается по мере удаления от плоского перехода, т. е. происходит явление «диффузии вихря» [4; 9].

По мере приближения поршня к в. м. т. радиус ядра вихря у плоскости головки цилиндра постепенно уменьшается, поэтому датчик термоанемометра, установленный на плоскости, фиксирует возрастание скорости (см. фиг. 6,а, участок $\varphi_\Sigma = 260 \div 360^\circ$).

Увеличение скорости воздуха при $\Gamma_{\Sigma_{н_1}} = 7,45$ (см. фиг. 6,а) вплоть до достижения поршнем в. м. т. свидетельствует о том, что максимальное значение $v_{r,\text{max}}$ наблюдается на расстоянии, равном или несколько меньшем 4 мм от стенки камеры сгорания (нить ЭТА-5А отстояла от стенки на 4 мм). В процессе исследований, результаты которых приведены в работе [3], установлено, что максимальное значение скорости в камере сгорания при $\Gamma_\Sigma \geq 5 \text{ м}^2/\text{сек}$ и $\frac{d_{к.с}}{D} \geq 0,5$ имеет место на расстоянии 2—3 мм от стенки.

Вследствие того, что характер течения в камере сгорания в конце сжатия формируется под действием радиальных и тангенциальных составляющих скорости, при уменьшении циркуляции $\Gamma_\Sigma < 5 \text{ м}^2/\text{сек}$ максимум скорости $v_{r,\text{max}}$ удаляется от стенки камеры сгорания на расстояние, большее 2,5—3 мм. При $\Gamma_\Sigma = 2 \text{ м}^2/\text{сек}$ оно составляет 10—15 мм. В этом случае скорость вихря после некоторого возрастания (при приближении поршня к в. м. т.) начинает уменьшаться, т. е. измерительная нить датчика будет проходить область максимальных значений скорости и входить в пристеночную зону затухания (см. фиг. 6,а, $\Gamma_{\Sigma_{н_1}} = 3,3 \text{ м}^2/\text{сек}$).

5. Исследования показывают, что эпюры распределения осевых скоростей и плотности заряда по радиусу цилиндра весьма незначительно изменяются при различном удалении от плоского перехода. Это дает основания полагать, что при $\Gamma_\Sigma \geq 4 \text{ м}^2/\text{сек}$ и отношении диаметров $\frac{d_{к.с}}{D} \geq 0,5$ перетекание заряда из надпоршневого пространства в камеру происходит лишь в тех зонах цилиндра, где имеет место интенсивное торможение вращения, т. е. когда нарушаются условия равновесия между центробежными силами и силами вытеснения. Такой областью является плоскость вытеснения порш-

ня. Отсюда также следует, что по мере движения поршня к в. м. т. вращающийся заряд перетекает из объема над вытеснителем в камеру как бы послойно. При этом основные течения воздуха наблюдаются вдоль плоскости вытеснителя и стенки камеры сгорания (см. фиг. 6, в). При удалении от стенки камеры сгорания плотность газа уменьшается, и в центре ее (если установка аэродинамическая) возникает всасывание воздуха из атмосферы. В камере сгорания двигателя с замкнутым объемом вращающиеся воздушные потоки, достигнув дна камеры, движутся к ее центру и далее по оси поднимаются вверх (см. фиг. 6, в). Такой характер движения воздуха в камере при наличии вращения был подтвержден опытами по трассированию посредством нанесения вязкого красящего вещества на плоскость вытеснителя и стенки камеры сгорания, а также характером отложений сажи на стенках камеры сгорания, полученных после выгорания топливного факела, достигающего стенок. След отложения сажи соответствует характеру движения воздуха в камере сгорания.

6. Максимальные скорости вращения заряда в цилиндре в непосредственной близости от плоскости поршня и в камере сгорания весьма близки между собой (см. фиг. 7).

О характере изменения функции $v_{т. max} = f\left(\frac{d_{к.с}}{D}\right)$

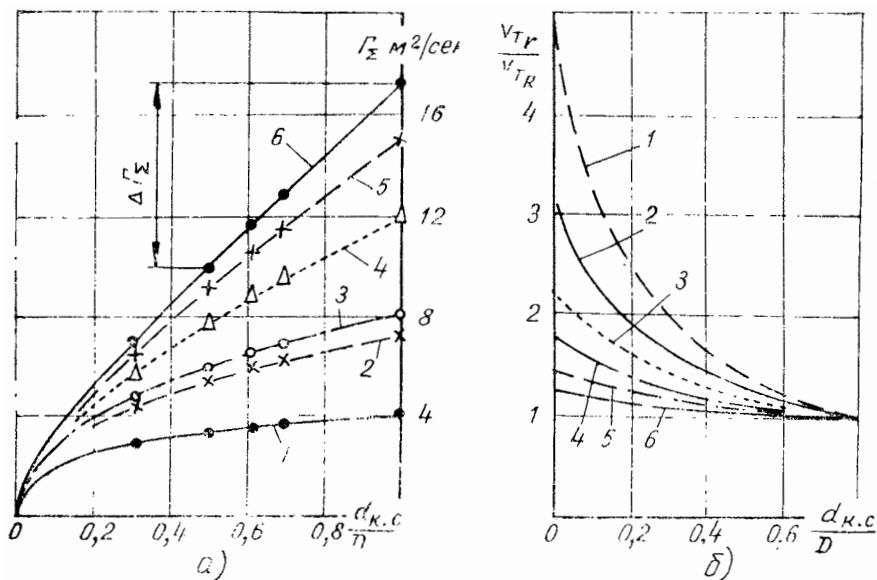
При исследовании движения заряда на моделирующих установках было определено, что интенсивность его вращательного движения в цилиндре уменьшается вследствие трения потоков о стенки внутрицилиндрового пространства и перетекания заряда в камеру сгорания [3].

Исследования показали, что потери циркуляции скорости тем выше, чем больше исходное значение циркуляции Γ_{Σ} и чем меньше отношение диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра $d_{к.с}/D$:

$$\Delta\Gamma_{\Sigma} = \Gamma_{\Sigma} \left[1 - \left(\frac{d_{к.с}}{D} \right)^n \right] \text{ м}^2/\text{сек}.$$

На фиг. 9, а приведены зависимости изменения циркуляции скорости $\Delta\Gamma_{\Sigma}$ от отношения диаметров $d_{к.с}/D$, полученные при различных настройках впускной системы. Здесь значения Γ_{Σ} при $\frac{d_{к.с}}{D} = 1$ соответствуют исходной циркуляции скорости заряда, определенной в большом цилиндре установки и характеризующей состояние заряда в начале сжатия. При малых исходных значениях циркуляции скорости уменьшение интенсивности вращения заряда $\Delta\Gamma_{\Sigma}$ весьма невелико. Вследствие этого прирост скорости $v_{т. max}$ с уменьшением диаметра камеры сгорания весьма значителен. При высоких значениях исходной циркуляции скорости в большом цилиндре явления обратны.

Для определения характера изменения максимального значения скорости в камере сгорания в конце сжатия с уменьшением ее диаметра воспользуемся приведенным выше уравнением (2), обозначив максимальную скорость в камере сгорания через v_{tr} .



Фиг. 9. Значение циркуляции Γ_{Σ} в цилиндре в зависимости от $d_{к.с}/D$ (а) и изменение отношения v_{tr}/v_{tr0} в функции отношения $d_{к.с}/D$ для различных значений Γ_{Σ} (б):

1 - $0 < \Gamma_{\Sigma} < 4$; 2 - $\Gamma_{\Sigma} = 4$ м²/сек; 3 - $\Gamma_{\Sigma} = 8$ м²/сек; 4 - $\Gamma_{\Sigma} = 12$ м²/сек; 5 - $\Gamma_{\Sigma} = 16$ м²/сек; 6 - $\Gamma_{\Sigma} = 20$ м²/сек

При радиусе камеры сгорания, равном радиусу цилиндра R , уравнение максимальной скорости примет следующий вид:

$$v_{tr} = \Gamma_{\Sigma} \frac{(1 - \delta)_R}{2\pi R} e^{-6 \frac{v}{R^2} t} \text{ м/сек.}$$

В этом случае пренебрегаем потерей интенсивности вращения заряда вследствие трения потоков воздуха о стенки внутрицилиндрового пространства. Как следует из работы [3], потери весьма невелики, не превышая 4% исходного значения циркуляции скорости. $\Gamma_{\Sigma} = 30,6$ м²/сек; с уменьшением исходного значения циркуляции эти потери $\Delta\Gamma_{\Sigma}$ снижаются. Учитывая, что оптимальное значение циркуляции скорости в цилиндре дизеля с камерой в поршне не превышает 13—14 м²/сек, этими потерями можно пренебречь.

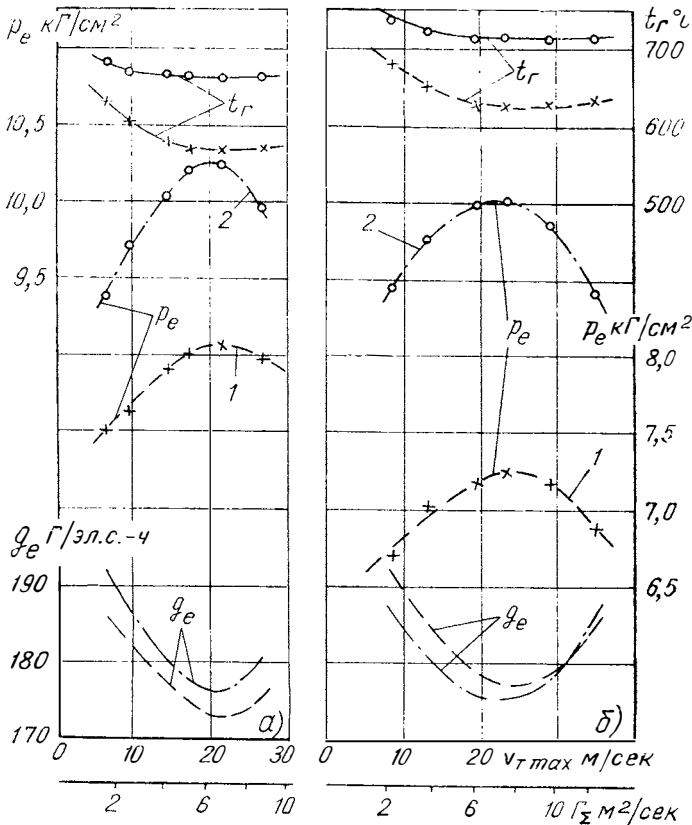
Отношение максимальной скорости в камере сгорания в конце сжатия при $r < R$ к скорости при $r = R$ выразим так:

$$\frac{v_{Tr}}{v_{TR}} = \left(\frac{D}{d_{к.с}}\right)^{1-n} \frac{(1-\delta)_r}{(1-\delta)_R} e^{6vt \left(\frac{1}{R^2} - \frac{1}{r^2}\right)}$$

Как видно из фиг. 9,б, зависимости отношения $\frac{v_{Tr}}{v_{TR}}$ в функции $d_{к.с}/D$ для различных исходных значений циркуляции скорости неоднозначны.

Применяемость метода при доводке рабочего процесса

Результаты измерений скорости движения заряда в цилиндре одноцилиндрового двигателя с помощью термоанемометра при различных значениях давления наддува p_k [10] показали, что с изме-



Фиг. 10. Среднее эффективное давление p_e , удельный расход топлива g_e и температура отработавших газов двигателя ЯМЗ-240 (1 — без наддува, 2 — с наддувом) для чисел оборотов 1300 (а) и 2100 (б) в функции циркуляции Γ_z и в камере с $d_{к.с} = 80 \text{ мм}$

нением последнего от 1,03 до 2,13 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ значения скорости движения заряда в цилиндре и камере сгорания практически не изменяются. С одной стороны, это показывает, что с увеличением давления наддува энергия движения заряда изменяется пропорционально его плотности, с другой — повышенная плотность заряда в цилиндре не приводит к заметному уменьшению скорости его вращения [10].

Эти результаты позволяют расширить область применимости метода определения скорости вращения заряда в камере сгорания для работы дизеля с наддувом, так как имитация условий работы с наддувом потребовала бы существенного усложнения аэродинамических установок.

В качестве примера на фиг. 10 приведены результаты опытов по совершенствованию процессов смесеобразования и сгорания в дизеле ЯМЗ-240, работающем без наддува и с газотурбинным наддувом, путем изменения интенсивности вращения заряда в камере сгорания диаметром 80 мм (степень сжатия 15,5) за счет изменения размеров впускных каналов [11]. Оценка каналов по циркуляции скорости проводилась для условий работы двигателя без наддува. В табл. 4 приведены некоторые данные по условиям проведения опытов.

Т а б л и ц а 4

Условия работы	$i/\mu f$	n об/мин	G_T $\kappa\Gamma/\text{ч}$	p_k $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	α	$\varphi_{д.п}$ град
Без наддува	4/0,215—0,22	2100	66,5	1,03	1,4	28 ± 1
		1300	44,8	1,03	1,28—1,3	21,5 ± 1
С наддувом	4/0,27—0,3	2100	91	1,715—1,745	1,56	33 ± 1
		1300	58	1,3—1,31	1,23—1,25	23 ± 1

Примечания:

μf — эквивалентное проходное сечение распылителей, мм^2 ;

α — коэффициент избытка воздуха;

$\varphi_{д.п}$ — продолжительность впрыска топлива в градусах поворота коленчатого вала.

Опыты показали, что оптимум мощностных и экономических показателей двигателя во всех случаях был достигнут при удовлетворении условия, когда за период впрыска топлива заряд в камере сгорания сносится на величину угла между осями факелов топлива. Поэтому при выполнении данного условия можно сохранить неизменной геометрическую форму впускного канала при работе дизеля с наддувом и без него.

Выводы

Опыты по моделированию движения воздуха в цилиндре дизеля, проведенные на безмоторных установках, показали, что средняя за период впуска циркуляция скорости (определенная по контуру цилиндра) в полной мере характеризует интенсивность вра-

жения воздушного заряда. Использование этого параметра позволило определить скорости вращения заряда в цилиндре и камере сгорания (типа ЯМЗ-236) в процессе сжатия на различных участках хода поршня.

Определенные посредством моделирования и замеренные термоманометром скорости вращения воздуха в цилиндре и камере сгорания двигателя в широком диапазоне чисел оборотов (2100—1300 об/мин) и настройки впускного канала по циркуляционной скорости от 3,3 до 13,3 м²/сек оказались весьма близкими.

Работа вскрывает ряд особенностей движения газа в цилиндре двигателя в зависимости от изменения отношения диаметров $d_{к.с}/D$ и циркуляционной скорости, а также демонстрирует влияние интенсивности вихря в цилиндре и камере сгорания дизеля ЯМЗ-240 на его мощностные и экономические показатели при работе без наддува и с газотурбинным наддувом.

На основании вышеизложенного следует рекомендовать метод статического моделирования для определения скорости вращения заряда в цилиндре при исследовании и доводке рабочего процесса дизелей с непосредственным впрыском топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И. Быстроходные дизели. М., Машгиз, 1951.
2. Вырубов Д. Н., Элькотб М. М. О расчете скоростей движения воздушного заряда в цилиндре двигателя. В сб.: «Известия вузов. Машиностроение», № 4. М., 1965.
3. Гальговский В. Р. Определение тангенциальной скорости воздушного заряда в камере сгорания дизеля с непосредственным впрыском топлива. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 118. М., 1969.
4. Давыдов Б. Н. Исследование воздушных потоков в камерах сгорания дизелей при организации вращения заряда вокруг оси цилиндра. В сб.: «Труды НАТИ», вып. 173. М., 1964.
5. Двигатели внутреннего сгорания Под ред. проф. А. С. Орлина. Т. 1. М., Машгиз, 1957.
6. Дубинский М. Г. Вихревой энергоразделитель потока. В сб.: «Известия АН СССР, ОТН», № 6. М., Изд-во АН СССР, 1955.
7. Иванов В. Н. Исследование скорости движения воздуха в камере сгорания двигателя. В сб.: «Известия вузов. Машиностроение», № 3. М., 1965.
8. Карев Н. Б. Исследование влияния некоторых факторов на движение воздушного заряда в дизеле с нераздельной камерой сгорания. М., Автотрансиздат, 1959.
9. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. М., «Наука», 1964.
10. Ховах М. С., Хачян А. С., Богдасаров И. Г. Некоторые результаты исследования движения воздушного заряда и рабочего процесса дизеля с наддувом. В сб.: «Известия вузов. Машиностроение», № 12. М., 1970.
11. Чернышев Г. Д., Гальговский В. Р., Левит М. С., Письман Я. Б. Выбор параметров впускного канала для четырехтактных двигателей ЯМЗ. «Автомобильная промышленность», 1968, № 9.
12. Чер Дюла. Влияние впускного тракта на рабочие показатели дизелей с непосредственным смесеобразованием. Автореферат диссертации. М., МАДИ, 1968.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОЙ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ ЧЕРЕЗ ЖИКЛЕР

Введение

Эмульсионная насос-форсунка, получившая распространение на ряде зарубежных дизелей, впрыскивает топливо в смеси с воздухом и газами внутрицилиндрового пространства. Для расчета таких топливных систем по условиям смешения жидкости и газа, имеющих под плунжером насос-форсунки, наиболее целесообразно использовать модель однородной газожидкостной среды. Однако в работах о топливной аппаратуре вопросы истечения смеси топлива с воздухом через жиклеры и сопловые отверстия распылителя при больших перепадах давления практически до сих пор не рассматривались.

В данной статье изложены результаты теоретического и экспериментального исследования истечения смеси дизельного топлива и воздуха через жиклер при различных давлениях и концентрациях смеси, соответствующих действительным условиям работы эмульсионной насос-форсунки быстроходного дизеля, проанализированы свойства такой смеси и определены критические условия истечения с учетом растворимости воздуха в дизельном топливе.

Обозначения величин

- p — давление;
- ΔG — вес;
- G — весовой расход;
- γ — удельный вес;
- w — скорость истечения;
- g — ускорение свободного падения;
- ϵ — относительная весовая концентрация воздуха в смеси;
- δ — относительный объем жидкости в смеси;
- λ — коэффициент растворимости воздуха в жидкости;

- ψ — коэффициент изменения скорости истечения жидкости при добавлении в нее воздуха;
 f — площадь поперечного сечения;
 d — диаметр;
 l — длина.

Принятые индексы

- см — смесь газа (воздуха) и жидкости;
 в — воздух;
 ж — жидкость;
 т — топливо;
 в.р — растворенный воздух;
 0 — начальные условия;
 а — атмосферные условия;
 отн — относительный;
 крит — критический;
 теор — теоретический.

Модель однородной газожидкостной смеси

Анализируя процессы истечения двухфазной газожидкостной смеси через сопла или жиклеры малого диаметра при больших перепадах давлений в дизельной топливной аппаратуре, наиболее целесообразно использовать модель однородной газожидкостной смеси. Основные положения этой модели описаны в работе [6].

Согласно этой модели смесь жидкости с газом или воздухом представляет собой однородную среду; пузырьки воздуха по сравнению с объемом всей системы малы и равномерно распределены в жидкости; жидкость несжимаема, ее вязкость, поверхностное натяжение и давление насыщенных паров не оказывают существенного влияния на свойства смеси; воздух является идеальным газом; при истечении смеси скорости газовой и жидкой фаз одинаковы; между газовой и жидкой фазами имеет место тепловое равновесие.

Весовой расход такой смеси $G_{см}$, как и любой однородной жидкости, определяется по уравнению неразрывности:

$$G_{см} = f \gamma_{см} w_{см}.$$

Скорость истечения смеси пропорциональна скорости истечения одной жидкости при тех же условиях, но больше ее по величине. Коэффициент изменения скорости истечения жидкости при добавлении в нее воздуха ψ при малых весовых концентрациях последнего является функцией относительного объема жидкости в смеси перед соплом или жиклером и перепада давлений $\frac{P}{P_0}$. Удельный вес смеси пропорционален удельному весу жидкости $\gamma_{ж}$, коэффициент пропорциональности δ представляет собой относительный

объем жидкости в смеси на выходе из сопла или жиклера и является функцией начальной концентрации смеси и условий истечения. Уравнения для определения величин ψ и δ , полученные на основе законов сохранения энергии и сохранения количества движения, приведены в работе [3]:

$$\psi = \sqrt{1 - \frac{(1 - \delta_0)}{\delta_0} \cdot \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\left(1 - \frac{p}{p_0}\right)}};$$

$$\delta = \delta_0 \frac{\frac{p}{p_0}}{1 - \delta_0 \left(1 - \frac{p}{p_0}\right)}.$$

Для удобства анализа введем понятие относительного весового расхода смеси, равного частному от деления весового расхода $G_{см}$ на максимально возможный при данном давлении p_0 расход жидкости и представляющего собой безразмерную величину, зависящую только от двух переменных: начальной объемной доли жидкости δ_0 в смеси и перепада давлений $\frac{p}{p_0}$.

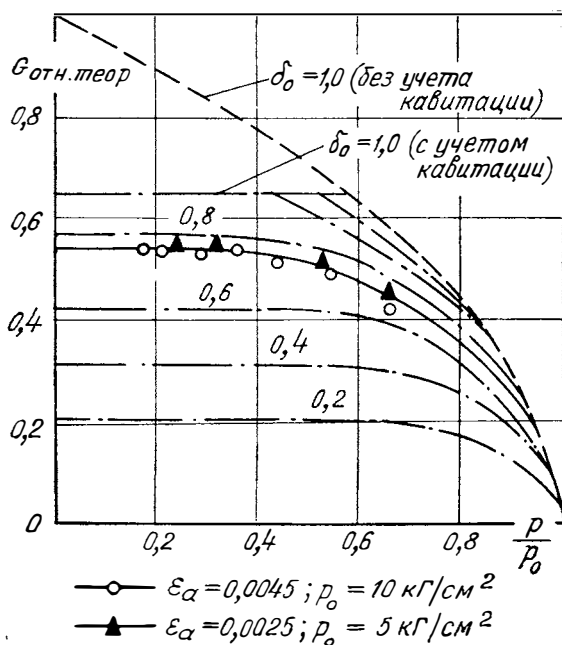
$$G_{отн.теор} = \delta\psi \sqrt{1 - \frac{p}{p_0}}. \quad (1)$$

На фиг. 1 представлен график изменения функции $G_{отн.теор} = f\left(\frac{p}{p_0}, \delta_0\right)$, построенный по уравнению (1). Из характера протекания кривых следует, что при добавлении в жидкость воздуха весовой расход такой смеси уменьшается, т. е. процесс истечения смеси по сравнению с жидкостью замедляется. По мере увеличения перепада давлений относительный весовой расход смеси сначала возрастает, достигает максимальной величины и затем остается неизменным. Величина максимального весового расхода по мере уменьшения концентрации воздуха в смеси возрастает, приближаясь к величине расхода жидкости.

Следует отметить, что в отличие от газа абсолютная величина максимального расхода двухфазной газожидкостной смеси зависит от давления перед соплом и с увеличением p_0 возрастает, что объясняется наличием в смеси несжимаемого компонента — жидкости.

Кривая расхода жидкости при $\delta_0 = 1$ представляет собой огибающую линию, ограничивающую всю зону возможных расходов смеси. Характер изменения кривой $G_{отн} = f\left(\frac{p}{p_0}\right)$ для жидкости зависит от условий истечения. При анализе можно выделить участок постоянства расхода жидкости, не зависящего от изменения пере-

пада давлений, и участок степенной зависимости расхода жидкости от перепада давлений. Такая неоднозначность вызывается кавитационными явлениями при истечении жидкости и определяется физическими свойствами жидкости и формой сопла или жиклера [2], т. е. для жидкости также существуют критические условия истечения и расход жидкости меньше максимально возможного расхода для данного давления p_0 . Очевидно, что величина весового расхода двухфазной газожидкостной смеси ограничена значением максимального расхода жидкости при наличии кавитационных явлений.



Фиг. 1. Относительный весовой расход газожидкостной смеси при различных условиях ее истечения и разном составе

Величина максимального расхода жидкости и критический перепад давлений для данного жиклера определены экспериментально.

Растворимость воздуха в жидкости

В соответствии с законом Генри [1] количество газа, которое может раствориться в жидкости до ее насыщения, прямо пропорционально давлению на поверхности раздела фаз. Количество газа, которое может растворить в себе жидкость, зависит от начального количества последней и прямо пропорционально ему.

Коэффициент растворимости λ характеризует способность жидкости растворять или выделять определенное количество воздуха при изменении давления. Величина λ зависит от физико-химических свойств жидкости, а также от температурных условий и для каждой жидкости определяется экспериментальным путем.

Введем понятие относительной весовой концентрации воздуха в жидкости ϵ , равное отношению веса нерастворенного воздуха, находящегося в смеси, к весу всей смеси:

$$\epsilon = \frac{\Delta G_B}{\Delta G_B + \Delta G_{ж}}. \quad (2)$$

Преобразуя выражение (2) с учетом закона Генри, получим зависимость изменения весовой концентрации воздуха, находящегося в смеси с жидкостью, от изменения разности давлений $\Delta p = p - p_a$ и концентрации воздуха в смеси ϵ_a при атмосферных условиях:

$$\epsilon = \epsilon_a - \lambda(1 - \epsilon_a) \Delta p. \quad (3)$$

Уравнение (3) позволяет определить, какое количество нерастворенного воздуха находится в двухфазной газожидкостной смеси при данных условиях. Вывод уравнения (3) дан в работе [3].

Относительный объем жидкости δ и относительная весовая концентрация воздуха ϵ связаны между собой следующей зависимостью:

$$\delta = \frac{1}{1 + \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \cdot \frac{\gamma_{ж}}{\gamma_B}}. \quad (4)$$

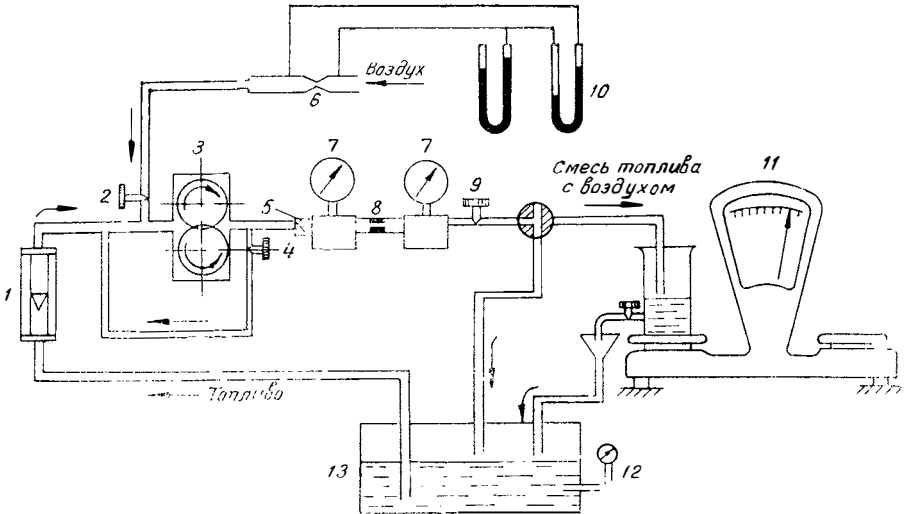
Результаты экспериментального исследования и их анализ

Исследование истечения двухфазной газожидкостной смеси проводилось на специальной установке при работе на смеси дизельного топлива и воздуха. В качестве объекта исследования был выбран цилиндрический жиклер с острыми входными кромками, диаметр которого равен 0,905 мм, а отношение длины к диаметру $\frac{l}{d} = 1,1$.

Размеры жиклера близки к размерам жиклеров эмульсионных насос-форсунок, исследование которых являлось основной целью данной работы.

Схема экспериментальной установки представлена на фиг. 2. Основными элементами этой установки являются шестеренный насос высокого давления 3, топливная и воздушная подводящие магистрали, магистраль повышенного давления, устройство для создания противодействия на выходе из жиклера, весы 11 для измерения расхода смеси. Жиклер 8 установлен за шестеренным насосом, в котором производилось перемешивание топлива с воздухом в определенной концентрации и сжатие полученной смеси до требуемого давления p_0 . На выходе из жиклера 8 создавалось противодействие

ние p . Количество смеси, прошедшей через жиклер, определялось по весу, причем было принято, что ввиду относительно малой величины удельного веса воздуха весовой расход смеси равен весовому расходу топлива. Состав смеси определялся путем замера расходов топлива и воздуха, поступающих в насос.



Фиг. 2. Экспериментальная установка для исследования истечения смеси топлива с ВОЗДУХОМ:

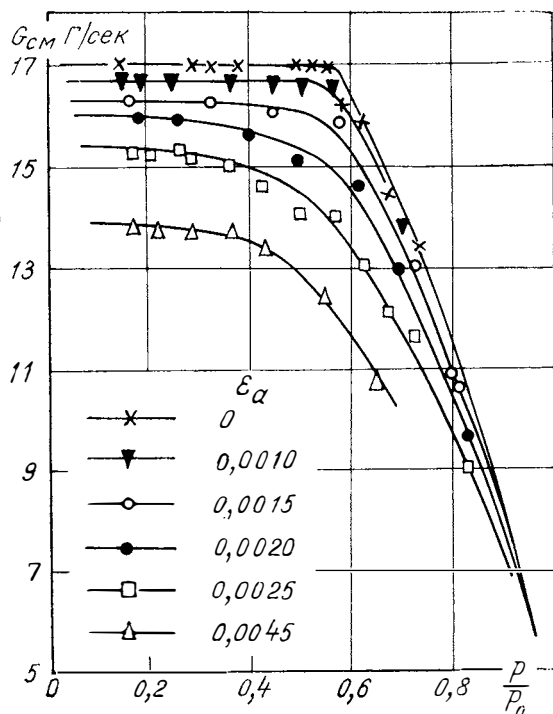
1 — ротаметр; 2 — регулировочный воздушный кран; 3 — шестеренный насос; 4 — кран регулирования давления; 5 — фильтр; 6 — сопло для замера расхода воздуха; 7 — манометры; 8 — исследуемый жиклер; 9 — кран регулирования противодавления; 10 — пьезометры; 11 — весы; 12 — термометр; 13 — бак с топливом

Эксперименты проводились при следующих условиях:

- 1) начальная весовая концентрация воздуха ϵ_a на входе в насос 0—0,0045;
- 2) давление p_0 перед входом в жиклер 5—20 кг/см^2 ;
- 3) температура топлива и воздуха перед перемешиванием 20—25°C.

На фиг. 3 показаны в виде примера результаты эксперимента, соответствующие постоянному давлению $p_0 = 10 \text{ кг/см}^2$ перед входом в жиклер и различным начальным концентрациям воздуха в смеси. Из протекания кривых видно, что при добавлении воздуха в топливо весовой расход смеси уменьшается, и тем больше, чем выше концентрация воздуха. При истечении одного топлива, когда $\epsilon_a = 0$, имеют место критические условия, вызванные кавитационными явлениями. Величина максимального расхода смеси на всех исследованных режимах не превышает значения максимального расхода топлива, ограниченного условиями возникновения кавитации.

Сравнение экспериментальных кривых $G_{см} = f\left(\frac{p}{p_0}, \varepsilon_a\right)$, соответствующих постоянной начальной концентрации воздуха ε_a , при разном давлении p_0 показало, что с увеличением последнего величина расхода смеси приближается к величине расхода топлива. При некотором давлении p_0 эти величины становятся одинаковыми.

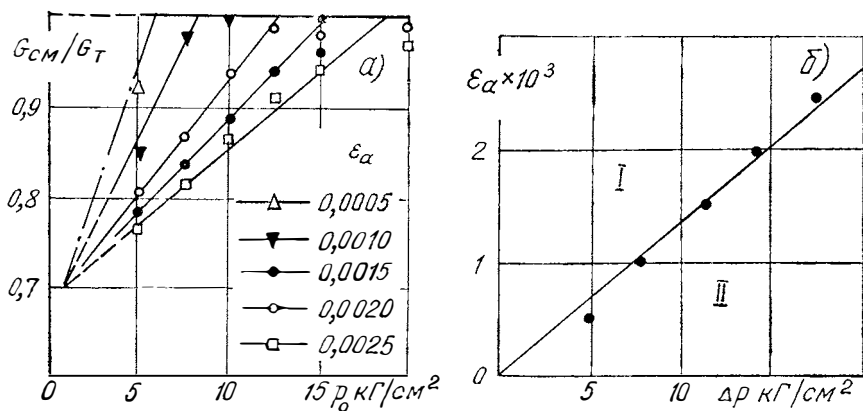


Фиг. 3. Весовой расход смеси топлива с воздухом при $p_0 = 10 \text{ кг/см}^2$

Уменьшение влияния воздуха на характер истечения топливоздуш- ной смеси по мере повышения давления p_0 связано с растворением воздуха в топливе. На фиг. 4,а и б представлены результаты обработки экспериментальных данных, полученные путем деления весового расхода смеси $G_{см}$ для данной концентрации воздуха ε_a на величину расхода топлива G_r ($\varepsilon_a = 0$) при том же давлении p_0 . Точки на кривых являются усредненными для всего диапазона перепадов давлений $\frac{p}{p_0}$. Как видно из фиг. 4,а, по мере повышения давления p_0 кривые $\frac{G_{см}}{G_r} = f(p_0)$ при $\varepsilon_a = \text{const}$ стремятся к 1, когда расход смеси становится равным расходу топлива. Было при-

нято, что точки пересечения этих кривых с линией $\frac{G_{см}}{G_T} = 1$ соответствуют полному растворению данной весовой концентрации воздуха ϵ_a в дизельном топливе.

Результаты этого анализа представлены на фиг. 4, б в виде зависимости ϵ_a от разности давлений $\Delta p = p_0 - p_a$. Все точки ложатся на одну прямую, являющуюся характеристикой растворения воздуха в топливе. Выше этой линии находится область частичного растворения воздуха в топливе, ниже — область полного растворения. Характер изменения зависимости $\epsilon_a = f(\Delta p)$ подтверждает обоснованность использования закона Генри для оценки растворимости воздуха в дизельном топливе.



Фиг. 4. Изменение отношения расхода смеси к расходу топлива (а). Растворимость воздуха в дизельном топливе (б):

I — область частичного растворения воздуха; II — область полного растворения воздуха

На основании зависимости $\epsilon_a = f(\Delta p)$ с помощью уравнения (3) была найдена величина коэффициента растворимости λ для воздуха в дизельном топливе, соответствующая области изменения давлений до 20 кг/см^2 и температуре $20\text{--}25^\circ\text{C}$.

$$\lambda = \frac{\epsilon_a}{(p_0 - p_a)(1 - \epsilon_a)} = 135 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}.$$

При такой величине коэффициента растворимости и нормальных атмосферных условиях объемная доля воздуха, растворенного в дизельном топливе, составляет 9,5%, т. е. при увеличении давления на 10 кг/см^2 , что совпадает с данными других исследователей, объем растворенного воздуха примерно равен объему топлива. По данным Б. Н. Файнлейба [5], в дизельном топливе растворено около 12% воздуха. Напомним, что в бензинах, например, при нормальных атмосферных условиях растворено до 20—25% воздуха от объема топлива, в керосинах — до 13—15% [4].

Приведенный выше анализ позволил с помощью уравнений (3) и (4) определить относительный объем топлива δ_0 в смеси перед жиклером при данном давлении p_0 и весовой концентрации воздуха ϵ_a и представить экспериментальные данные в безразмерной форме: в виде зависимости относительного весового расхода смеси $G_{\text{отн}}$ от перепада давлений $\frac{p}{p_0}$ и δ_0 . Обработка велась с помощью следующего уравнения:

$$G_{\text{отн}} = \frac{G_{\text{см}}}{\mu_{\text{т. макс}} f \sqrt{2g\gamma p_0}}. \quad (5)$$

Уравнение (5) отличается от уравнения (1) только наличием коэффициента расхода $\mu_{\text{т. макс}}$, являющегося максимальным коэффициентом расхода при истечении топлива и определенного в зоне докритических перепадов давления при $p_0 = \text{const}$ и $p = \text{var}$. Введение $\mu_{\text{т. макс}}$ позволило, во-первых, учесть при анализе изменение характеристик истечения одного топлива через данный жиклер при разных давлениях p_0 и перепадах давления $\frac{p}{p_0}$, во-вторых, определить коэффициент расхода $\mu_{\text{см}}$ при истечении смеси.

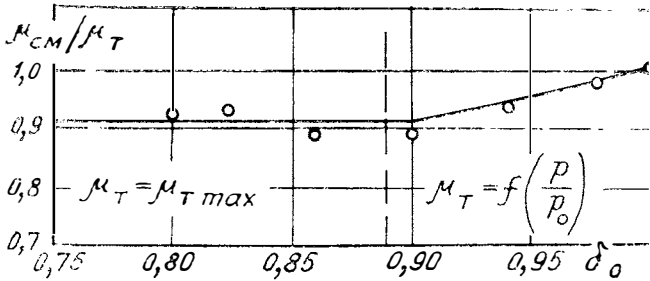
Кривая изменения относительного расхода смеси $G_{\text{отн}} = f\left(\frac{p}{p_0}\right)$ для $\delta_0 = 0,8$, т.е. для 80% топлива и 20% воздуха по объему, полученная путем обработки экспериментальных данных (сплошная линия, проведенная по расчетно-экспериментальным точкам), приведена выше (см. фиг. 1).

В результате обработки экспериментальных данных установлено, что, когда величина расхода смеси лежит ниже области, ограниченной условиями возникновения кавитации при истечении топлива, характер истечения смеси с достаточной степенью точности описывается уравнением (1). В том случае, когда линия относительного расхода смеси упирается в линию максимального расхода топлива, данное уравнение применимо только для зоны, ограниченной условиями возникновения кавитации. Выше этой зоны весовой расход смеси ограничивается кавитационными явлениями в топливе и равен расходу последнего. Для исследуемого жиклера применение уравнения (1) с целью расчетов во всей зоне изменения перепада давлений допускается только при $\delta_0 < 0,89$.

Величины критического перепада давлений, при которых расход становится максимальным, для разных значений δ_0 не зависят от влияния кавитационных явлений и совпадают с расчетными практически во всей исследованной зоне концентраций смеси. Отклонение от расчетных значений наблюдается только в зоне, соответствующей одному топливу ($\delta_0 = 1$). Отсюда можно сделать вывод о том, что кавитационные явления в сопле сказываются на характере истечения смеси постепенно, а не резко, как при истечении топлива.

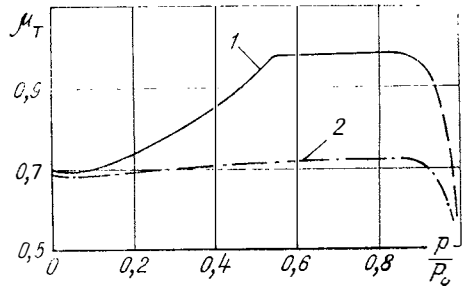
Полученные данные позволили определить соотношение между коэффициентами расхода при истечении смеси $\mu_{см}$ и топлива μ_T :

$$\frac{\mu_{см}}{\mu_T} = \frac{G_{отн}}{G_{отн.теор}}$$



Фиг. 5. Коэффициент расхода жиклера при истечении смеси топлива с воздухом

На фиг. 5 представлена зависимость $\frac{\mu_{см}}{\mu_T} = f(\delta_0)$, построенная по усредненным точкам для всего диапазона изменения $\frac{p}{p_0}$. Из кривой следует, что коэффициент расхода для смеси топлива и воздуха $\mu_{см}$ прямо пропорционален коэффициенту расхода для чистого топлива. В зоне $\delta_0 < 0,89$ отношение $\frac{\mu_{см}}{\mu_T}$ постоянно по величине и $\mu_{см} = 0,91\mu_T$, т. е. при истечении смеси имеется дополнительное торможение потока, не предусмотренное уравнением (1). Коэффициент расхода μ_T для топлива в этой зоне равен максимальному коэффициенту расхода $\mu_{T. max}$, определяемому в докритической зоне при $p_0 = \text{const}$, причем это утверждение справедливо для всего диапазона изменения перепада давлений $\frac{p}{p_0}$, т. е. в зоне $\delta_0 < 0,89$ $\mu_{см}$ не зависит от величины $\frac{p}{p_0}$.



Фиг. 6. Коэффициент расхода жиклера при различных условиях истечения топлива:

1 - $p_0 = \text{const}$, $p = \text{var}$; 2 - $p_0 = \text{var}$, $p = \text{const}$

В зоне $\delta_0 > 0,89$, где начинают сказываться кавитационные явления, коэффициент расхода $\mu_{см}$ возрастает, приближаясь по величине к μ_T , и при $\delta_0 = 1$ $\mu_{см} = \mu_T$. Однако в этой зоне коэффициент расхода μ_T уже не является постоянным, а зависит от величины $\frac{p}{p_0}$.

Характер такой зависимости для исследованного жиклера показан на фиг. 6. Точки в зоне $\delta_0 > 0,89$ (см. фиг. 5) получены с учетом этой зависимости и являются усредненными для всего диапазона изменения $\frac{p}{p_0}$. Отсюда следует, что для зоны $\delta_0 > 0,89$ также сохраняется пропорциональность между $\mu_{см}$ и μ_T .

Выводы

Проведенное исследование истечения дизельного топлива в смеси с воздухом показало, что принятая для анализа свойств топливозвоздушной смеси модель однородной газожидкостной среды позволяет оценить процессы истечения этой смеси через жиклер диаметром 0,905 мм. Следует ожидать, что при уменьшении размеров жиклера (например, сопловые отверстия распылителя) характер истечения не будет отклоняться от принятой модели в связи с улучшением условий перемешивания смеси в канале.

Соотношение между коэффициентами расхода жиклера при истечении смеси $\mu_{см}$ и топлива μ_T получено из общих закономерностей истечения смеси по модели однородной газожидкостной среды с учетом реальных свойств топлива и может быть использовано в тех случаях, когда характер истечения смеси соответствует такой модели.

В результате проведенных исследований установлено, что при анализе процессов истечения смеси дизельного топлива и воздуха необходимо учитывать растворение воздуха в топливе при повышении давления. Объем растворенного воздуха при увеличении давления на 10 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ приблизительно равен объему топлива. Количество растворенного воздуха определяется с помощью закона Генри. Относительное количество нерастворенного воздуха, находящегося в топливе, может быть найдено с помощью уравнения (3), учитывающего начальный состав смеси и давление.

Результаты проведенного исследования могут быть использованы при анализе процесса топливopодачи в топливных системах, где через жиклеры и сопловые отверстия топливо вытекает в смеси с воздухом.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Бродский А. И. Физическая химия Т. II. М — Л, Госхимиздат, 1948.
- 2 Кирсанов В. И. Об истечении жидкостей через жиклеры при больших перепадах давлений. М., Оборонгиз, 1951.
- 3 Мазинг М. В. Особенности истечения топлива, находящегося в смеси с воздухом В сб. «Труды НАМИ», вып. 111. М., 1969.
- 4 Папок К. К., Рагозин Н. А. Технический словарь-справочник по топливу и маслам. М., Гостоптехиздат, 1963.
- 5 Файнлейб Б. Н. Растворение воздуха в дизельном топливе. В сб.: «Труды ЦНИТА», вып. 36. Л., 1968.
- 6 Tangren R. F., Dodge C. N., Seifert H. S. Compressibility Effects in Two-Phase Flow. «Journal of Applied Physics», 1949, vol. 20, № 7.

Канд. техн. наук И. И. Гершман, инж. Ш. Г. Турабелидзе

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ С ПЛЕНОЧНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Во всяком дизеле температура поршня является важным показателем, с которым связаны надежность и долговечность цилиндропоршневой группы. При размещении камеры сгорания в головке поршня повышается его термическая напряженность. В случае применения пленочного смесеобразования температура поверхности такой камеры существенно и непосредственно влияет на протекание рабочего процесса. От этой температуры зависит скорость испарения топлива, что в совокупности с другими факторами, и в первую очередь с газодинамическим состоянием заряда, определяет скорость тепловыделения, а следовательно, топливную экономичность и мягкость процесса сгорания.

По существующим воззрениям при пленочном смесеобразовании слишком высокая температура поверхности камеры сгорания (выше 320—340°C) приводит к крекированию молекул топлива прежде, чем они подвергнутся окислению. Это имеет следствием повышенное дымление продуктов сгорания, так как образовавшийся свободный углерод полностью не выгорает. Слишком низкая температура снижает скорость испарения и замедляет протекание процессов смесеобразования и сгорания. Следовательно, при организации процесса и разработке конструкции дизеля с пленочным смесеобразованием для получения оптимальных результатов необходимо поддерживать температуру поршня на определенном уровне. Обычно для этой цели применяется масляное охлаждение поршня со стороны картера, что позволяет ограничивать верхний предел его температуры. Охлаждение поршня может осуществляться через устанавливаемые в картере форсунки с калиброванными отверстиями, включаемые в общую масляную магистраль. Тепловое состояние

поршня зависит от интенсивности охлаждения, т. е. от расхода охлаждающего масла и способа его подвода, а величина его определяется значениями коэффициента расхода форсунки, давления и вязкости масла. Последние два фактора могут изменяться при различных условиях работы дизеля (число оборотов, нагрузка). Однако при этом не обеспечивается согласование интенсивности охлаждения поршня с каждым режимом работы дизеля, что в принципе требуется для создания оптимальных условий его работы на каждом режиме. Количественно влияние на температуру поршня данного фактора может быть определено путем непосредственных испытаний.

Целью проведенных исследований было определение зависимости температурного поля поршня и показателей рабочего процесса от масляного охлаждения поршня и вида применяемого топлива при различных режимах работы дизеля с пленочным смесеобразованием, а также выявление влияния на эти параметры несколько повышенного наполнения цилиндра.

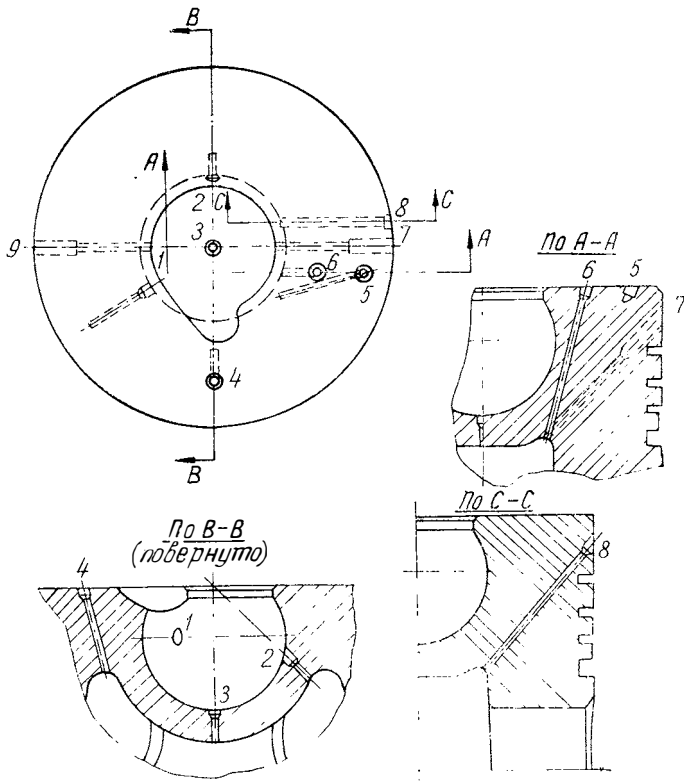
Объектом исследования был одноцилиндровый экспериментальный дизель со сферической камерой в поршне (фиг. 1), диаметром цилиндра 115 мм, ходом поршня 110 мм, номинальным числом оборотов 3000 в минуту и степенью сжатия 17. Распылитель однодырчатый с гидравлической площадью истечения $\mu F = 0,178$, с направлением топливного факела под острым углом к стенке. Впускной канал — спиральный.

Выбор на поршне точек для измерения температуры производится в соответствии с требованиями как конструктора, так и исследователя рабочего процесса. Первого интересуют температура в зоне поршневых колец и в юбке, максимальная температура и перепады между температурами в различных точках поршня, второго — температура поверхности камеры сгорания в характерных ее зонах. Кроме того, учитывая вероятность выхода из строя в процессе испытаний части коммуникаций и очень большую трудоемкость монтажных работ, некоторые измерения дублируются. Однако число точек измерения ограничивается условиями токосъема. В данном случае предельно возможное число точек измерения оказалось равным девяти.

Как видно из фиг. 1, точки 1, 2, 3 находились у поверхности камеры сгорания и располагались соответственно в месте попадания топливного факела, на пути распространения движущейся пленки топлива и в середине нижней стенки камеры, точки 4, 5 и 6 располагались на днище поршня, а точки 7, 8 и 9 — на его боковой поверхности. При этом точки 7 и 9 располагались симметрично вблизи верхнего поршневого кольца, а точка 8 — выше зоны поршневых колец.

Для измерения температур применялись хромель-копелевые термомпары, сваренные из проволоки диаметром 0,5 мм. Диаметр горячего спая составлял 2,5 мм. Каждая из термомпар выводилась через индивидуальный канал диаметром 1,5 мм в теле поршня во вну-

трению его полость. Диаметр канала в начале его выполнялся равным 4 мм. В переходном сечении канала горячий спай контактировал с телом поршня и прижимался к нему алюминиевой пробкой, запрессованной в канал большего диаметра и срезанной заподлицо с поверхностью поршня. Горячий спай располагался на глубине около 2 мм от поверхности камеры сгорания. Таким образом, за температуру ее поверхности принималась температура, измеряемая на относительно небольшой глубине. Учитывая большую теплопроводность и массу поршня, это допустимо, также как и принятие температуры поверхности постоянной величиной, регистрируемой термопарой.



Фиг. 1. Расположение термопар в поршне:
1 — 9 точки расположения термопар

Как обычно, при термометрировании поршней быстроходных двигателей была применена система токосъема с прерывистым замыканием цепи, а термоток измерялся методом электрокомпенсации. Такая схема неоднократно применялась в НАМИ и подробно описана в предшествующих работах [2]. Продолжительность замыкания, происшедшего при положении поршня у н. м. т., составля-

ла около 50 град поворота коленчатого вала. При принятой аппаратуре и методике точность определения температуры, по литературным данным, составляла $\pm 5^{\circ}\text{C}$ [1].

Работа одноцилиндрового экспериментального дизеля с применением масляного охлаждения поршня производилась при расходе охлаждающего масла 1,3 л/мин, подаваемого под днище поршня вблизи точки 1. Выбор этой величины основывался на известных литературных данных. Так, Рикардо и позднее Лист [3] указывали, что расход охлаждающего масла не выше 6 л/мин на 100 л.с. вполне достаточен для обеспечения надежности дизеля.

Для рассматриваемой одноцилиндровой установки эффективная мощность, приведенная к нормальному механическому к. п. д. многоцилиндрового дизеля, составляет 25—27 л.с. Отсюда расход масла будет равен 1,4—1,5 л/мин. С учетом охлаждающего действия топлива, наносимого в виде пленки на стенку камеры, эту величину, очевидно, следует несколько уменьшить, и принятие расхода масла, равного 1,3 л/мин, можно считать оправданным. Действительно, при работе двигателя с такой интенсивностью охлаждения поршня в течение более чем 500 ч не наблюдалось признаков его перегрева.

Расход охлаждающего масла контролировался по давлению с предварительной тарировкой, которая производилась следующим образом. Давление нагретого до рабочей температуры масла измерялось образцовым манометром, а его расход — двумя способами: включенным в линию жидкостным счетчиком и отводом масла на весы. Оба способа дали совпадающие результаты, по которым была построена тарировочная кривая.

Показатели двигателя определялись по нагрузочным характеристикам при трех скоростных режимах: $n=1200, 2000$ и 3000 об/мин. В связи с повышенными механическими потерями, свойственными одноцилиндровым установкам, оценка производилась по индикаторным показателям. Для каждого скоростного режима предварительно подбирался оптимальный угол опережения впрыска.

ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ ПОРШНЯ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Влияние масляного охлаждения. Из данных табл. 1, характеризующих экономичность двигателя по нагрузочным характеристикам на дизельном топливе при наличии и отсутствии масляного охлаждения поршня, видно, что при малых и средних числах оборотов отключение масляного охлаждения снижает удельный расход топлива на 2—5 Г/л.с.-ч во всем диапазоне нагрузок. По-видимому, это объясняется недостаточно высоким тепловым состоянием воздушного заряда на указанных режимах. При $n=3000$ об/мин отключение масляного охлаждения не влияет на расход топлива в зоне малых нагрузок, при $p_i > 7$ кг/см² с повышением нагрузки

удельный расход топлива g_i прогрессивно возрастает и при $p_i = 9,1 \text{ кг/см}^2$ он превышает тот же расход, полученный при работе с масляным охлаждением, на 8 Г/л. с.-ч.

Т а б л и ц а 1

Число оборотов коленчатого вала n , <i>об мин</i>	Среднее индикаторное давление p_i , <i>кг см²</i>	Удельный индикаторный расход топлива g_i , <i>Г л. с.-ч</i>	
		с масляным охлаждением	без масляного охлаждения
1200	6,00	153	148
	7,00	157	155
	8,00	167	165
	8,35	177	172
2000	6,00	133	130
	7,00	137	134
	8,00	143	140
	9,00	151	148
3000	6,00	120	120
	7,00	122	122
	8,00	127	129
	9,00	139	145
	9,15	142	150

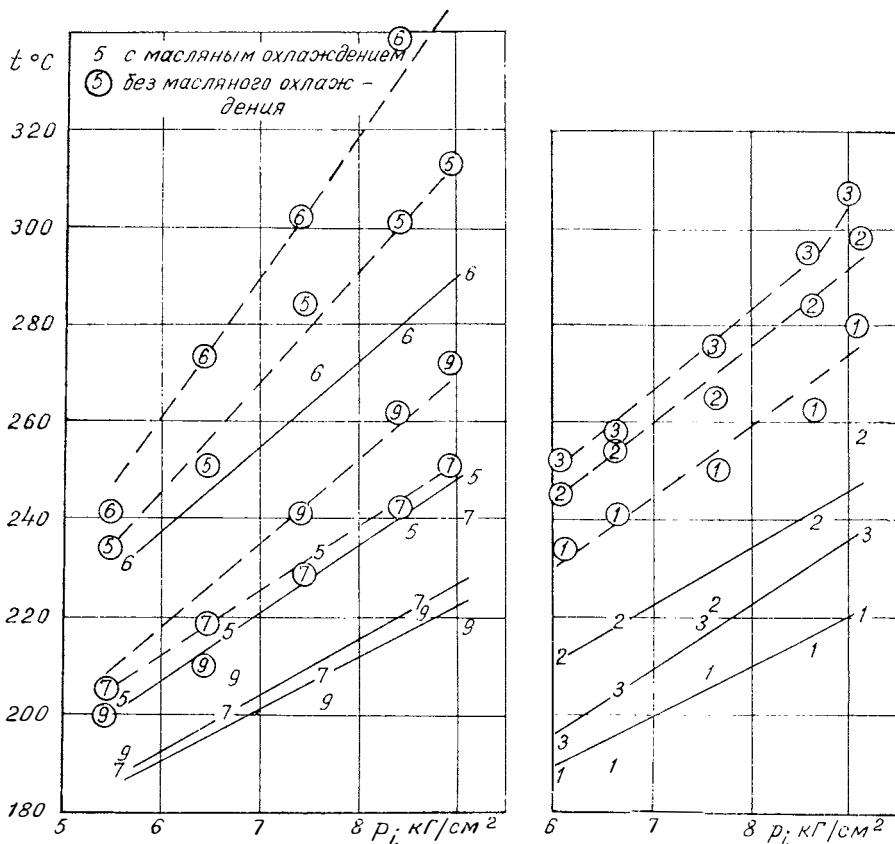
На фиг. 2 показано влияние масляного охлаждения при $n = 3000 \text{ об/мин.}$

Как видно, при наличии масляного охлаждения с увеличением нагрузки в обследованном диапазоне температура в точках 1—9 возрастает на $35—55^\circ\text{C}$. То же наблюдается и при других скоростных режимах. Наибольший температурный перепад между обследованными точками незначительно возрастает с нагрузкой и находится в пределах $50—70^\circ\text{C}$. Соответствующие значения перепадов составляли $45—50^\circ\text{C}$ при $n = 2000 \text{ об/мин}$ и $30—45^\circ\text{C}$ при $n = 1200 \text{ об/мин.}$

На всех режимах работы дизеля самой низкой температура оказалась в точке 9, самой высокой — в точке 6. На номинальном режиме ($n = 3000 \text{ об/мин}$; $p_i = 9,15 \text{ кг/см}^2$) наивысшая измеренная температура оказалась равной 290°C (в точке 6); в зоне верхнего пояса поршня она составила около 250°C и в наиболее нагретой части поверхности камеры сгорания (точка 2) была также близка к 250°C .

Температура поверхности камеры сгорания в районе попадания топливного факела (точка 1) оказалась близкой к самой низкой измеренной температуре, что связано с охлаждающим действием топлива, в дополнение к масляному охлаждению. Температура в точке 2 выше, чем в точке 1, на $20—25^\circ\text{C}$, а в точке 3 лежит между

ними. Хотя условия отвода тепла от точки 3 по телу поршня весьма неблагоприятны, здесь сказывается охлаждение маслом. В отмеченном соотношении температур в точках 1, 2 и 3, возможно, сказывается также близость точки 2 к предполагаемому расположению зоны воспламенения.



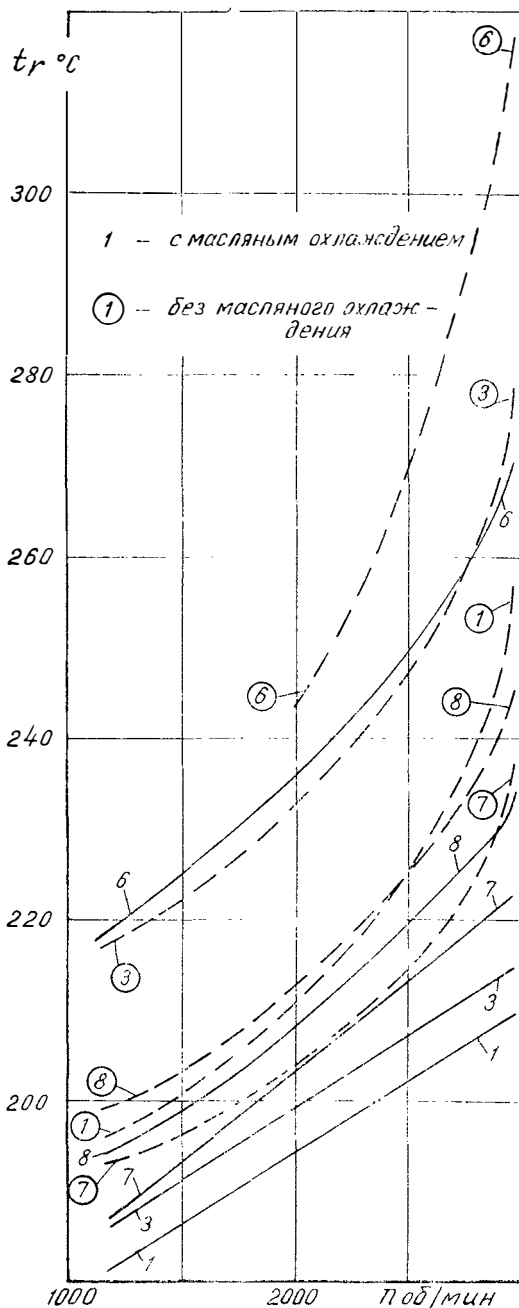
Фиг. 2. Влияние масляного охлаждения на температуру поршня ($n=3000$ об/мин; топливо — ДЛ)

Интересно отметить, что, хотя точки 7 и 9 расположены симметрично, температура в точке 7 выше на $4-8^{\circ}\text{C}$, чем в точке 9; на менее высоких числах оборотов дизеля эта разница в температуре даже несколько больше. Это объясняется тем, что точка 9 расположена со стороны масляного охлаждения и впрыска топлива, а точка 7 — с противоположной стороны.

При отключении масляного охлаждения существенно повышается температура во всех точках поршня на всем диапазоне нагрузок и скоростных режимов. При этом на поверхности камеры сгорания, особенно в ее нижней части, температура повышается в

значительно большей степени, чем на поверхности днища и боковой поверхности поршня. Так, в точке 3 на номинальном режиме при снятии охлаждения температура поршня возрастает на 70°C и достигает 308°C . В наиболее нагретой точке 6 она, хотя возрастает не столь значительно, но достигает более высокого абсолютного уровня (345°C). С отключением охлаждения возрастает также температурный перепад на поверхности камеры сгорания. На номинальном режиме вместо 25°C (между точками 1 и 2) он достигает 35°C (между точками 1 и 3). Менее всего отключение охлаждения изменяет температуру поршня в точке 7.

На фиг. 3 приведено изменение температуры поршня по скоростной характеристике при $p_i = 8 \text{ кг/см}^2$. Как видно, с увеличением числа оборотов в пределах 1200—3000 в минуту температура поршня во всех точках увеличивается. При этом ее зависимость от числа оборотов при работе с охлаждением близка к линейной. При отключении охлаждения она становится более резкой. Исследования показали, что во всех точках увеличение температуры поршня с



Фиг. 3. Изменение температуры поршня по скоростной характеристике ($p_i = 8 \text{ кг/см}^2$; топливо — ДЛ)

ростом числа оборотов происходит быстрее при более высокой нагрузке.

Влияние вида топлива. Сравнительное исследование температурного поля поршня производилось при наличии масляного охлаждения и использовании трех топлив: стандартного дизельного, бензина А-72 и летнего топлива широкого фракционного состава ШФС-Л. Последнее содержит фракции, выкипающие в пределах температур 60—360°C (но без фракций, выкипающих при температуре 140—220°C). Его плотность составляет 0,79, кинематическая вязкость при 20°C — 1,68.

Экономичность дизеля по нагрузочным характеристикам на различных топливах, определенная при термометрировании поршня, характеризуется данными табл. 2.

Таблица 2

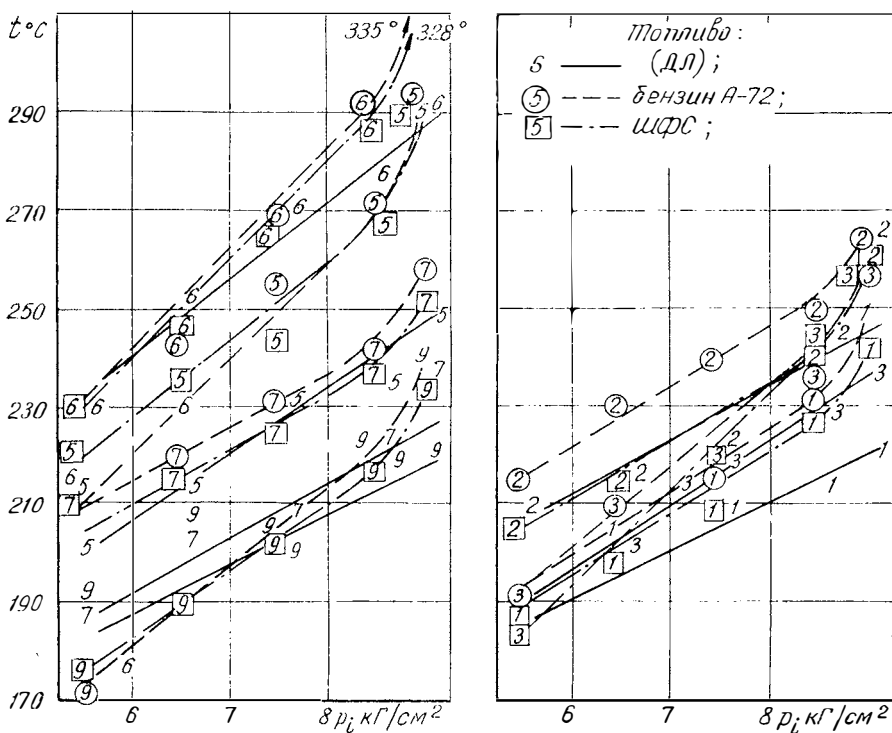
Число оборотов коленчатого вала n , об/мин	Среднее индикаторное давление p_i , кг/см ²	Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/л.с.-ч		
		ДЛ	А-72	ШФС-Л
1200	6,00	153	151	151
	7,00	157	158	158
	8,00	167	172	172
	8,13	175	178	178
2000	6,00	131	132	133
	7,00	135	135	135
	8,00	142	140	140
	9,00	150	153	154
3000	6,00	120	118	120
	7,00	123	121	123
	8,00	128	128	130
	9,00	137	147	147

Как видно из табл. 2, различия в экономичности при работе дизеля на различных топливах незначительны, не считая большой нагрузки при высоком числе оборотов. В этих условиях расходы облегченных топлив А-72 и ШФС-Л несколько выше.

Следует отметить, что параметры впрыска были подобраны для дизельного топлива и не изменялись при переходе к двум другим топливам. При соответствующих изменениях параметров впрыска соотношения между расходами различных топлив могут быть иными. Дымность отработавших газов при этом, как обычно, по мере облегчения топлива имела тенденцию к снижению.

Термометрирование показало, что на всех скоростных режимах и во всех обследованных точках с увеличением нагрузки темпера-

туры поршня возрастают более быстрыми темпами на топливах А-72 и ШФС-Л в сравнении со стандартным дизельным топливом. При низком скоростном режиме на этих топливах во всем диапазоне нагрузок они остаются, однако, ниже, чем на дизельном топливе, или незначительно превышают их только на большей нагрузке. При средних числах оборотов дизеля температурные кривые для облегченных топлив располагаются выше, чем для дизельного топлива на значительной части диапазона нагрузок, на больших нагрузках это превышение достигает существенной величины.



Фиг. 4. Влияние вида топлива на температуру поршня ($n=3000$ об/мин; масляное охлаждение)

На фиг. 4 показано изменение температур поршня по нагрузочной характеристике при $n=3000$ об/мин. Как видно, во всем интервале нагрузок температуры поршня при работе на топливах А-72 и ШФС-Л существенно выше, чем на дизельном топливе. На номинальной нагрузке это превышение достигает 45°C в точке б, где температура наиболее высокая и доходит до 325°C . На поверхности камеры сгорания (точки 1, 2, 3) разница температур составляет $20\text{—}25^{\circ}\text{C}$. Можно отметить, что при использовании облегченных топлив на высоком скоростном режиме с увеличением нагрузки в

области больших ее значений рост температуры происходит быстрее, чем по линейной зависимости. В общем, при работе на облегченных топливах температура повышается более резко, чем на стандартном топливе, как с увеличением нагрузки, так и скоростного режима. Однако достигнутые абсолютные значения температур в случае применения облегченных топлив находятся в пределах, допустимых для поршней быстроходных дизелей.

Предшествующие исследования на данной одноцилиндровой установке, а также опыт работы дизелей аналогичной конструкции показали, что надежность их сохраняется и при длительном применении бензина, если при этом осуществляется масляное охлаждение поршня.

Влияние масляного охлаждения на температуру поршня при работе на бензине А-72 исследовалось только при $n=2000$ об/мин. Как и для дизельного топлива, это влияние больше сказывается в точках, расположенных на поверхности камеры сгорания, чем на боковой поверхности и днище поршня. Повышение температуры при отключении охлаждения в общем более значительно, чем на дизельном топливе. Так, при $p_i=9$ кг/см² в более горячей точке температура поршня при работе на дизельном топливе составила 258°C, а на бензине А-72 она достигла 270°C.

Влияние коэффициента избытка воздуха. Во впускной системе одноцилиндровой установки имеется дроссельная заслонка, позволяющая изменять в некоторых пределах коэффициент наполнения.

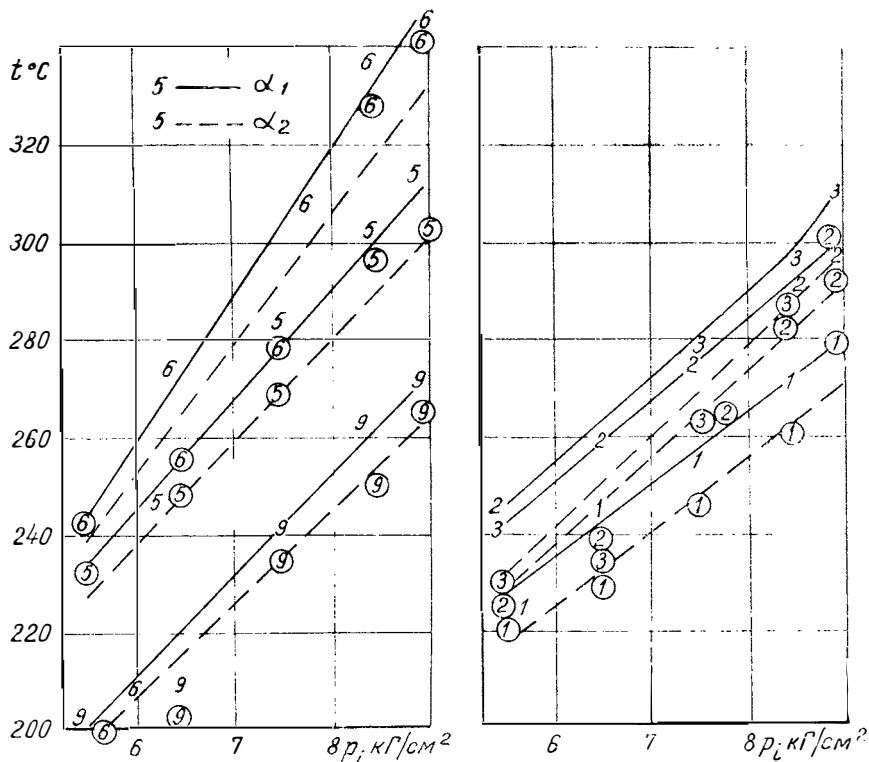
Сравнение показателей двигателя и температурного поля поршня при двух значениях коэффициента наполнения цилиндра и соответствующих величинах коэффициента избытка воздуха приведено в табл. 3 и на фиг. 5, данные которых относятся к скоростному режиму $n=3000$ об/мин при работе на летнем дизельном топливе (ДЛ) без масляного охлаждения поршня.

Т а б л и ц а 3

Среднее индикаторное давление p_i , кг/см ²	Коэффициент наполнения $\eta_{\text{пол}}$	Коэффициент избытка воздуха α_1	Удельный индикаторный расход топлива $g_{\text{и}}$, г/л.с.-ч	Величина дымности отработавших газов K , %	Температура отработавших газов t_p , °C	Коэффициент наполнения $\eta_{\text{вз}}$	Коэффициент избытка воздуха α_2	Удельный индикаторный расход топлива $g_{\text{и}}$, г/л.с.-ч	Величина дымности отработавших газов K , %	Температура отработавших газов t_p , °C
6,00	0,855	2,57	126	32	380	0,877	2,77	123	29	370
7,00	0,850	2,18	128	33	450	0,875	2,32	125	30	430
8,00	0,843	1,79	134	39	540	0,870	1,89	130	34	500
9,00	0,827	1,48	154	64	620	0,855	1,55	144	44	610

Как видно, повышение коэффициента наполнения η_v приблизительно на 0,03 повысило коэффициент избытка воздуха на 0,07—0,20, что улучшило удельный расход топлива, температуру

t_r и дымность отработавших газов K , особенно на больших нагрузках. Температуры во всех обследованных точках при этом снизились во всем диапазоне нагрузок; при $p_1 = 9 \text{ кг/см}^2$ это снижение составило $10\text{--}15^\circ\text{C}$.



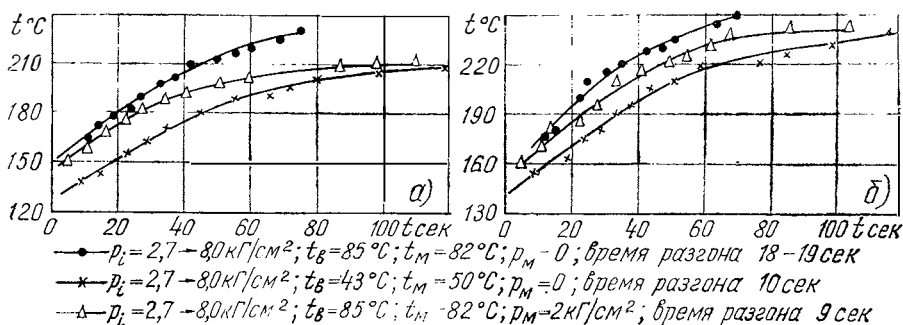
Фиг. 5. Влияние коэффициента избытка воздуха на температуру поршня ($n=3000 \text{ об/мин}$; топливо — ДЛ)

Анализируя влияние масляного охлаждения поршня на его температурное состояние и на показатели при работе на установившемся режиме, можно видеть, что при невысоких числах оборотов и небольших нагрузках поршень целесообразно не подвергать охлаждению. При этих условиях уровень температур не вызывает опасений с точки зрения надежности цилиндра-поршневой группы. Протекание процесса в этом случае улучшается, что находит отражение в несколько лучшей экономичности дизеля. Последнее, вероятно, связано также с некоторым снижением механических потерь при отсутствии охлаждения поршня маслом. Однако как экономичность дизеля, так и температурное состояние поршня на режимах, близких к номинальному, требуют охлаждения маслом. Особенно это необходимо в случае применения облегченных топлив.

Температурное поле поршня при неустановившемся режиме работы двигателя. Для нормального протекания процессов смесеобразования и сгорания при быстром росте числа оборотов или нагрузки дизеля прогревание стенок камеры сгорания должно происходить с такой же скоростью, с какой изменяется режим работы дизеля. Если же температура стенки в течение некоторого времени остается ниже соответствующей конечному режиму, то это отставание может быть причиной повышенной дымности отработавших газов, наблюдаемой обычно на переходных режимах. Вероятно, это отражается и на составе отработавших газов. Поэтому представляет интерес определение скорости прогрева поршня при разгоне дизеля и сопоставление ее со скоростью самого разгона.

Исследование было выполнено при различных условиях: нормальных рабочих температурах охлаждающей воды и масла и пониженном их значении, наличии масляного охлаждения поршня и его отсутствии. Разгон двигателя производился в диапазонах по скоростному режиму $n=800 \div 2000$ об/мин, по нагрузке $p_i=2,7 \div 8,0$ кг/см². Для наблюдения были выбраны точки 3 и 6.

Типичные результаты проведенного исследования приведены на фиг. 6, а и б.



Фиг. 6. Скорость прогрева поршня при разгоне дизеля в точках 3(а) и 6(б) при $n=2000$ об/мин

Как видно, за время прогрева до стабилизированной температуры, соответствующей конечному режиму, удавалось произвести достаточно большое число измерений температуры, что обеспечило надежное построение кривых на фиг. 6, а и б.

Стабилизация температур происходила во всех случаях за время, превышающее время разгона в 5—15 раз. Несмотря на относительно большее время разгона, получившаяся в условиях опыта при нормальном тепловом состоянии и отсутствии масляного охлаждения стабилизация температур в этом случае наступила на 45—60 сек раньше, а уровень температур оказался на 12—20° выше, чем при других обследованных условиях. При пониженных температурах охлаждающей воды и масла наблюдался более низ-

кий начальный уровень температур поршня, а скорость прогревания — несколько бóльшая, чем при нормальных температурах воды и масла и наличии масляного охлаждения поршня. В обоих этих случаях в конце прогрева достигались приблизительно одинаковые температуры. Применение масляного охлаждения поршня заметно удлиняло время его прогревания при разгоне дизеля.

Таким образом, можно утверждать, что при работе дизеля на невысоких числах оборотов и небольшой нагрузке, а также в процессе его разгона масляное охлаждение поршня оказывает отрицательное влияние на расход топлива и дымность продуктов сгорания. Однако при высоких числах оборотов дизеля и большой нагрузке масляное охлаждение должно производиться для получения лучшей экономичности и предотвращения подъема температуры поршня до недопустимых пределов, т. е. для обеспечения надежности его работы.

Данное исследование подтвердило возможность применения в дизеле с плечным смесеобразованием облегченных топлив, в том числе и бензина. В связи с более высоким уровнем температур поршня на больших нагрузках и при высоких числах оборотов в этом случае требование охлаждения поршня маслом является безусловным. Регулирование интенсивности масляного охлаждения поршня в зависимости от режима работы дизеля может быть осуществлено при автономной системе масляного охлаждения. Нижняя граница режима, требующего включения охлаждения поршня, должна быть установлена экспериментально. Очевидно, она связана с видом применяемого топлива и конструктивными параметрами дизеля, от которых зависит теплообмен в камере сгорания (рабочего объема цилиндра, степени сжатия, отношения хода поршня к диаметру цилиндра, быстроходности дизеля).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бехли Ю. Г., Машкевич И. И. Измерение температуры поршня термомокомпенсационным методом. В сб.: «Авиационные двигатели легкого топлива», № 10 М., Оборонгиз, 1952.
 2. Взоров Б. А. Измерение температуры поршня автомобильного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 38. М., 1961.
 3. List H., Pacher negg S. Considering higher specific outputs. «Gas & Oil Power», 1968, № 749.
-

Канд. техн. наук М. А. Григорьев, инж. Б. М. Бунаков

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ МАСЕЛ ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМ РЕЖИМЕ

В НАМИ проводятся работы по созданию комплекса методов моторной оценки эксплуатационных свойств масел, применяемых в автомобильных двигателях. Одним из этапов этой работы является разработка метода моторной оценки масел по их склонности к образованию отложений в двигателях, работающих на низкотемпературном режиме.

Исследования проводились на одноцилиндровом карбюраторном двигателе установки НАМИ-1 [1], на котором был испытан ряд всесезонных (загущенных) и зимних масел отечественного и зарубежного производства, а также несколько образцов летних масел различных групп: отечественное товарное масло группы Б, зарубежные товарные масла 1-й серии — Olio Fiat VS-10W/30 (всесезонное), Olio Fiat VS-10W (зимнее), Olio Fiat VS-30 (летнее), Teboil SAE-20W (зимнее) и Teboil SAE-10W/30 (всесезонное), а также отечественные масла группы Г — опытное № 2 и опытное № 8 (летнее), опытное № 9 (зимнее) и опытное № 10 (всесезонное), разработанные для использования в двигателях высокой степени форсировки (ВАЗ-2101, «Москвич-412», ГАЗ-24).

Физико-химические константы испытывавшихся масел представлены в табл. 1 (масла приведены в последовательности их испытаний).

Выявлялась возможность дифференцированной оценки этих масел по загрязнению двигателя низкотемпературными отложениями. Производился анализ изменения ряда физико-химических показателей испытываемых масел и определялись закономерности процесса срабатывания присадок при работе двигателя на низкотемпературном режиме. Режим испытаний приведен в табл. 2.

Таблица 1

Масло	Кинематическая вязкость при 100°С, <i>сст</i>	Зольность, %	Щелочность, мг КОН на 1 г масла	Содержание механических примесей, %	Температура вспышки, °С	Температура застывания, °С
Группа Б	8,01	0,54	1,37	0,015	200	-25
VS 10W/30	10,32	1,31	10,7	0,003	—	—
Опытное № 2	11,92	1,14	6,54	0,02	232	-30
VS-30	11,65	1,08	6,23	0,005	230	-28
VS-10W	6,21	1,06	3,8	0,003	—	—
Опытное № 9	7,86	1,34	9,28	0,007	220	-32
Teboil SAE-20W	7,21	0,75	4,6	0,014	215	-39
Teboil SAE-10W/30	11,31	1,0	8,1	0,008	215	-42
Опытное № 8	11,47	1,25	9,1	0,01	240	-25
Опытное № 10	9,06	1,60	11,4	0,01	220	-35

Таблица 2

Параметр	„Холодный“ режим		„Горячий“ режим	Охлаждение двигателя
	А	Б		
Продолжительность, ч	1	2	2	1
Мощность, л. с.	Холостой ход	8,8	14,0	
Число оборотов в минуту	1000	1750	2800	Остановка двигателя и охлаждение
Расход топлива, кг/ч	0,93	2,4	4,2	в течение
Коэффициент избытка воздуха	0,7—0,75	0,97—1,03	0,97—1,03	1 ч до температуры
Угол опережения зажигания, град	22	32	38	воды и масла
Температура, °С:				20—25°С
воды на выходе	20—25	25±2	90±2	
масла в поддоне	20—25	30—35	80±2	
воздуха на линии впуска	20—25	25—30	50±2	
под клапанной крышкой	20—25	25±2	80±2	

Масла на этом режиме испытывались в течение последовательно повторяющихся 6-часовых циклов, общая продолжительность которых составляла 120 ч [2]. Установлено, что основная дифференциация масел производится по количеству низкотемпературных отложений в роторе центрифуги и по степени загрязнения поршня (табл. 3).

Достаточно мощный центробежный маслоочиститель на двигателе установки НАМИ-1 позволил собирать все отложения в этом узле. На других деталях двигателя отложения не наблюдались.

Таблица 3

Масло	Количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги, Г	Степень загрязнения поршня отложениями, баллы
Группа Б	250	6,0
VS-10W/30	8,6	1,2
Опытное № 2	87	3,9
VS-30	42	4,7
VS-10W	7,0	1,8
Опытное № 9	9,0	1,9
Teboil SAE-20W	18,5	7,2
Teboil SAE-10W/30	9,0	6,7
Опытное № 8	8,1	2,2
Опытное № 10	<u>8,6*</u>	<u>—*</u>
	26,5	7,6

* В числителе приведены результаты оценки масла после 120 ч испытаний (загрязнение поршня не оценивалось), а в знаменателе — 270 ч.

Наибольшее количество низкотемпературных отложений было получено при испытании масла группы Б (250 Г). Значительно лучшие результаты показали масла VS-10W/30, VS-10W, SAE-10W/30 и опытные № 8, 9 и 10. Количество отложений для этих масел лежит в пределах 7,0—9,0 Г.

Масло группы Г (опытное № 10) испытывалось в течение 270 ч. Количество отложений в роторе центрифуги после 120 ч незначительно — всего 8,6 Г, увеличение длительности испытаний до 270 ч не привело к заметному росту отложений, количество которых (26,5 Г) соизмеримо с результатами оценки по этому показателю масла Teboil SAE-20W (18,5 Г) и значительно меньше, чем у масел VS-30 (42 Г) и опытного № 2 (87 Г) после 120 ч испытаний. Это свидетельствует о высоких диспергирующих свойствах масла опытного №10 и о сохранении этих свойств в течение длительного времени работы.

В процессе испытаний через 20 мин и каждые последующие 30 ч работы из главной масляной магистрали двигателя отбирались пробы масла весом 100 Г. Через каждые 30 ч работы снимались масляный поддон и центрифуга. Фиксировался вес оставшегося масла и количество отложений в роторе центрифуги. Если количество отложений в роторе превышало 30 Г, то отложения удалялись для обеспечения эффективной работы центрифуги.

В пробах масла определялись следующие данные:

- 1) кинематическая вязкость при 100 и 50°C, *сст*;
- 2) зола сульфатная, %;
- 3) щелочность, *мг КОН/1 г* масла;
- 4) кислотное число, *мг КОН/1 г* масла;
- 5) суммарные механические примеси* (масла и смолы, асфальтены, оксикислоты, карбены и карбоиды, в том числе и несгораемые), %;
- 6) зола сульфатная механических примесей,* %;
- 7) содержание воды*, %;
- 8) содержание топлива*, %.

Такая методика периодического отбора проб и регистрации количества масла в картере и отложений в роторе центрифуги позволила произвести широкий физико-химический анализ работавших масел и отложений.

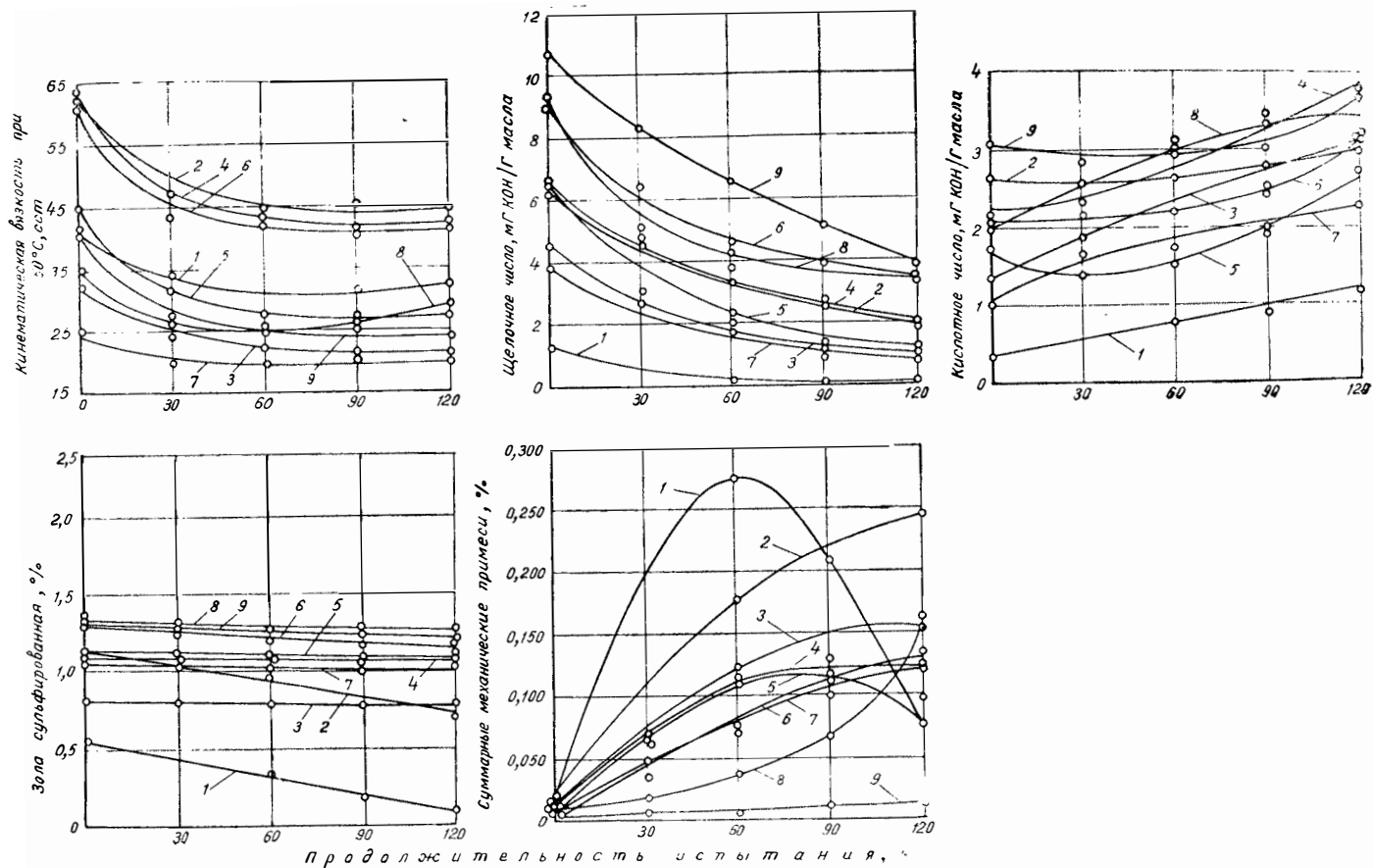
По результатам проведенного анализа можно было не только проследить за изменением физико-химических параметров масел и составом отложений, но и, используя методику, разработанную К. С. Рамайя [7], составить баланс присадок и проанализировать некоторые закономерности процесса срабатывания присадок при работе двигателя на низкотемпературном режиме.

Таблица 4

Масло	Коэффициент изменения, k_n			Изменение кислотного числа Δk
	вязкости	щелочности	золе сульфированной	
Группа Б	0,79	0,12	0,18	0,85
VS-10W/30	0,57	0,35	0,91	0,60
Опытное № 2	0,71	0,32	0,62	0,30
VS-30	0,66	0,29	1,02	1,6
VS-10W	0,78	0,19	1,01	1,2
Опытное № 9	0,82	0,37	0,96	1,4
Teboil SAE-20W	0,65	0,23	0,98	1,7
Teboil SAE-10W/30	0,61	0,19	1,0	1,0
Опытное № 8	0,68	0,39	0,92	1,1
Опытное № 10	0,53	0,48	0,84	0,3
Опытное № 10 после 270 ч работы	0,56	0,11	0,85	3,7

В табл. 4 приведены коэффициенты изменения k_n кинематической вязкости, зольности и щелочности для испытывавшихся масел. Значения k_n определялись в виде отношения соответствующих показателей масла после испытаний к показателю до испытаний. Кроме того, в табл. 4 показана величина изменения кислотного числа Δk за 120 испытаний.

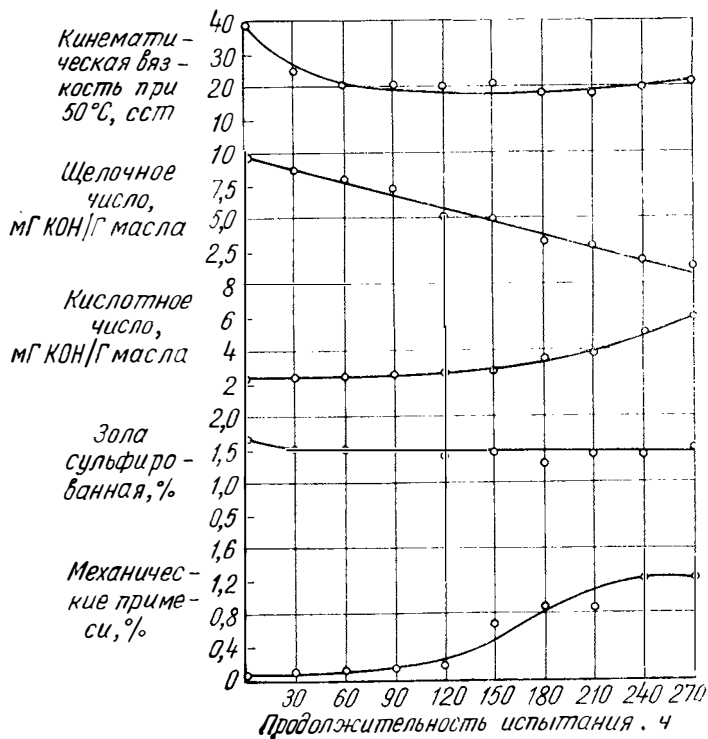
* Показатели, определяемые в отложениях.



Фиг. 1. Изменение физико-химических показателей масел за 120 ч испытаний:

1 — группа Б; 2 — опытное № 2; 3 — SAE-20W; 4 — VS-30; 5 — SAE-10W/30; 6 — опытное № 8; 7 — VS-10W; 8 — опытное № 9; 9 — VS-10W/30

Так как конечные значения физико-химических параметров масел не всегда полно характеризуют динамику их изменений, на фиг. 1 приведены зависимости, показывающие изменение этих величин от времени испытаний. На фиг. 2, кроме того, показано изменение вышеперечисленных физико-химических констант для масла опытного № 10 за 270 ч работы.



Фиг. 2. Изменение физико-химических показателей масла опытного № 10 за 270 ч испытаний

Как следует из табл. 4 и фиг. 1, вязкость всех испытываемых масел во время испытаний сначала уменьшается, затем стабилизируется на определенном уровне или незначительно повышается.

Коэффициент изменения кинематической вязкости для всех масел лежит в пределах 0,53—0,82.

Уменьшение вязкости масла специфично для низкотемпературного режима работы двигателя и происходит за счет попадания в масло сконденсировавшихся фракций топлива.

Например, отмечено, что при искусственном введении в масло VS-20W 8% топлива вязкость масла снизилась на 48%, а при введении такого же количества воды — увеличилась на 16%.

В табл. 5 приведены данные о количестве топлива и воды в испытываемых маслах и отложениях, взятых из ротора центрифуги.

Видно, что содержание воды в масле после «холодного» цикла лежит в пределах от 5,0 до 6,0%, топлива — от 7,0 до 8,0%. После «горячего» цикла содержание воды и топлива в масле уменьшается за счет испарения и находится в пределах — вода от 0,05 до 0,2%, топливо от 4,0 до 6,0%.

Т а б л и ц а 5

Показатели	Количество топлива и воды, %		
	в масле		в отложениях из ротора центрифуги
	после „холодного“ цикла	после „горячего“ цикла	
Вода	5,0—6,0	0,05—0,2	2,0—50,0
Топливо	7,0—8,0	4,0—6,0	1,0—7,0

Топливо попадает в масло в основном за счет прорыва в картер свежего заряда рабочей смеси на линии сжатия. По имеющимся данным [6], содержание бензо-воздушной смеси в картерных газах может достигать до 50%.

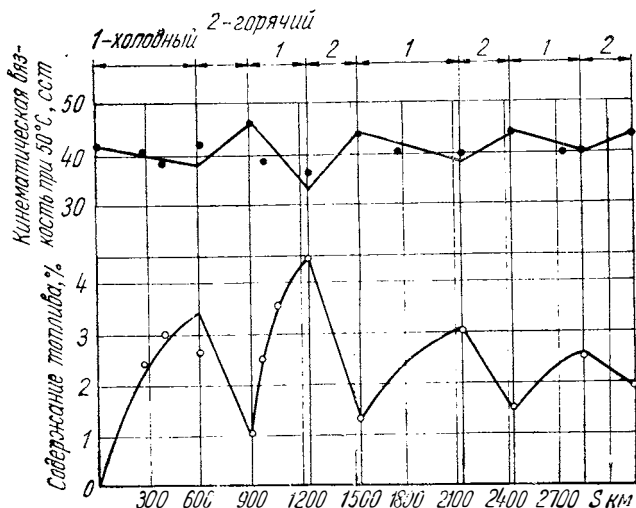
При сгорании 1 кг топлива образуется около 1 кг воды, которая в виде водяных паров частично прорывается вместе с газами из камеры сгорания в картер двигателя. Соприкасаясь с холодными стенками двигателя, пары топлива и воды конденсируются и попадают в масло.

Процесс уменьшения вязкости на «холодных» режимах и увеличения на «горячих» можно проследить по зависимости, приведенной на фиг. 3, там же показано изменение содержания топлива в масле на «холодных» и «горячих» режимах. Эти зависимости построены по результатам физико-химического анализа проб масла АС-8 (ГОСТ 10541—63), испытанного на автомобиле ЗИЛ-130 по методу «Stop and go». Испытания проводились в зимний период по специально разработанному режиму. В течение 9 суток ежедневно осуществлялись пуск двигателя и последующее движение без прогрева по подготовленной круговой трассе. Автомобиль проходил 4 км (5—6 мин), останавливался, и двигатель охлаждался в течение 55—54 мин.

После 9 суток работы на этом режиме, характеризуемом низкими температурами воды и масла, автомобиль совершал пробег на расстояние 350—400 км (Week end). Движение производилось по возможности без остановок, на высшей передаче с температурами воды и масла, рекомендуемыми заводской инструкцией по эксплуатации.

При рассмотрении зависимостей на фиг. 3 видно, что работа двигателя на «холодных» режимах приводит к увеличению содержания топлива в масле и, как следствие, к уменьшению вязкости, «горячий» режим способствует испарению топлива и увеличению вязкости.

Для всех масел характерно повышение кислотного числа к концу испытаний. При этом темп нарастания кислотности у испытывавшихся образцов весьма различен и не зависит от ее первоначального значения.



Фиг. 3. Изменение вязкости и содержания топлива в масле АС-8 от пробега двигателя ЗИЛ-130. Испытания по методу «Stop and go»

Так, для масла VS-10W/30 с высокой начальной кислотностью (3,1 мг КОН/1 г масла) величина изменения Δk составляет 0,6, в то время как для масла Teboil SAE-20W и VS-10W с низкими исходными значениями кислотности (соответственно 1,4 и 1,1 мг КОН/1 г масла) Δk составляет 1,7 и 1,2 (см. табл. 4).

Увеличение длительности испытания масла опытного № 10 до 270 ч привело к резкому росту кислотности. Если за 120 ч величина Δk составляла всего 0,3, то после 270 ч она увеличилась до 3,7. Это, видимо, связано с относительным увеличением скорости накопления окисленных продуктов в маслах при испытаниях без долива.

Зольность масел в зависимости от времени испытаний изменяется по-разному. Для ряда масел характерно значительное уменьшение ее (коэффициент изменения 0,18—0,62). Однако для большинства испытывавшихся образцов зольность снижается незначительно ($k_{II} = 0,84 \div 0,98$), а для некоторых (VS-30, VS-10W, Teboil SAE-10W/30) остается постоянной или незначительно повышается ($k_{II} = 1,0 \div 1,02$).

Наибольшее уменьшение зольности характерно для масел, показавших наихудшие результаты по количеству отложений в роторе центрифуги (группа Б и опытное № 2). Это связано с наличием

в них малостабильных присадок с низкими диспергирующими свойствами.

Для объяснения данного явления необходимо коротко остановиться на механизме действия диспергирующих присадок.

При попадании загрязняющих примесей в масло частицы загрязнения сначала находятся во взвешенном мелкодисперсном состоянии вследствие диспергирующего действия присадок. Такое действие, по широко распространенному мнению, объясняется ориентацией молекул присадок вокруг продуктов загрязнения и созданием на них адсорбционных слоев. В результате частицы не имеют возможности слипаться и образовывать крупные конгломераты. По мере расходования присадок и увеличения в масле продуктов загрязнения, особенно воды, способствующей активной коагуляции загрязняющих частиц, диспергирующее действие присадок ослабевает. Продукты загрязнения укрупняются и выпадают в осадок, увлекая за собой адсорбированные на них присадки.

Недостаточно эффективные диспергирующие свойства присадок, содержащихся в маслах группы Б и опытном № 2, приводят к коагуляции загрязняющих примесей и выпадению их в осадок с адсорбированной частью зольных присадок. Кроме того, присадки, содержащиеся в масле группы Б, малостабильны и под действием воды сами частично выпадают в осадок, чем объясняется значительное уменьшение зольности у этих масел по мере испытаний.

На низкие диспергирующие свойства масел группы Б и опытного № 2 также указывает изменение процесса накопления механических примесей в зависимости от времени испытаний.

Для масла группы Б количество механических примесей вначале резко возрастает (до 0,28%), что свидетельствует о накоплении загрязняющих частиц, находящихся в масле во взвешенном состоянии. Затем по мере увеличения загрязнения масла и потери диспергирующих свойств присадок частицы укрупняются и, попадая в центробежное поле центрифуги, осаждаются в роторе. Механические примеси в масле при этом уменьшаются. Для остальных масел характерно постоянное увеличение количества механических примесей, однако для масла опытного № 2 это количество по абсолютной величине значительно выше, чем у остальных масел, и при дальнейшей работе можно было бы ожидать спада аналогично маслу АС-8.

Такой характер изменения количества механических примесей для испытывавшихся масел и разницу в количестве отложений в двигателе, кроме объяснения с точки зрения диспергирующего действия присадок (адсорбционная теория), видимо, можно объяснить поглощающей способностью последних (солюбилизационная теория).

Солюбилизация (коллоидное растворение) — это процесс перевода в раствор веществ, не растворимых в данной среде, с замедлением процессов уплотнения и конденсации промежуточных продуктов окисления, растворимых в масле. Солюбилизирующее дей-

стве заключается в поглощении мицеллами моюще-диспергирующих присадок загрязняющих примесей, накапливающихся в масле. Тем самым продукты загрязнения, являющиеся центрами коагуляции и зародышами окислительной полимеризации, изолируются, и эти процессы не получают развития. Это первичная солюбилизация [5].

При работе двигателя на низкотемпературном режиме в масле, как правило, имеется определенное количество воды, в связи с чем возможно действие вторичной солюбилизации.

Сущность этого явления заключается в том, что при солюбилизации мицеллами моющих присадок воды размер и структура мицелл могут изменяться, вследствие этого в коллоидный раствор могут переводиться вещества, не растворимые под действием первичной солюбилизации [5].

В связи с высказанным можно предположить, что значительное количество отложений в роторе центрифуги, загрязнение поршня и характер изменения механических примесей для масел группы Б и опытного № 2 — результат не только низких диспергирующих свойств, но и отсутствия эффекта первичной и вторичной солюбилизации у присадок, имеющих в этих маслах.

С другой стороны, высокие результаты оценки масел VS-10W/30, VS-10W и опытных № 8, 9 и 10, видимо, одно из следствий солюбилизирующего действия содержащихся в них присадок.

Способность масла с присадками нейтрализовать кислоты, образующиеся в масле при окислении и попадающие в него из камеры сгорания, оценивается по щелочному числу. Поэтому изменение щелочного числа в определенной мере характеризует срабатывание присадок, являющееся важным эксплуатационным показателем масла. По мнению ряда авторов [3, 4], от изменения этого показателя, а следовательно, и щелочного числа зависит загрязнение деталей двигателя и допустимая длительность работы масла до смены.

Приведенная зависимость изменения щелочного числа от времени испытаний масел на низкотемпературном режиме (см. фиг. 1 и 2) показывает, что для всех масел характерно уменьшение щелочного числа. Но так как щелочность свежих масел различна, нельзя проводить сравнение масел по конечным значениям ее. Для этого надо использовать или коэффициент изменения $k_n = \frac{k_{\text{кон}}}{k_{\text{нач}}}$, или степень уменьшения щелочного числа $k_y = \frac{k_{\text{нач}} - k_{\text{кон}}}{k_{\text{нач}}} \%$, приведенные в табл. 6.

Из табл. 6 видно, что коэффициент изменения щелочности для испытываемых масел находится в пределах 0,12—0,48, а степень уменьшения щелочности 52—88%. Для опытного масла № 10 после 270-часовых испытаний эти значения составили соответственно 0,11 и 89%.

Наибольшее уменьшение щелочности (на 88%) наблюдается у масла группы Б, показавшего очень низкие результаты при оценке

загрязнения двигателя и имеющего слабые моюще-диспергирующие свойства; однако такое же уменьшение ($k_y = 81 \div 89\%$) имеют высококачественные масла VS-10W, Teboil SAE-10W/30, а также опытное № 10 после 270 ч испытаний. Кроме того, для масел опытного № 2 и VS-30 значения степени уменьшения щелочности приблизительно те же, что у масел VS-10W/30, опытных № 8 и 9, в то время как по результатам оценки загрязнения двигателя низкотемпературными отложениями они значительно уступают последним.

Т а б л и ц а 6

Параметр	М а с л о										
	Группа Б	VS-10W/30	Опытное № 2	VS-30	VS-10W	Опытное № 9	Teboil SAE-20W	Teboil SAE-10W/30	Опытное № 8	Опытное № 10	Опытное № 10 (270 ч)
Коэффициент изменения щелочности $k_{и}$	0,12	0,35	0,32	0,29	0,19	0,37	0,23	0,19	0,39	0,48	0,11
Степень уменьшения щелочности k_y , %	88	65	68	71	81	63	77	81	61	52	89

Отсюда следует, что при работе двигателя на низкотемпературном режиме не наблюдается зависимости между степенью уменьшения щелочного числа и загрязнением двигателя.

В то же время в исследованиях [7—9], проведенных на дизельном двигателе при его работе на высокотемпературном режиме, показано, что загрязнение двигателя зависит главным образом от распределения всей израсходованной (сработанной) доли присадок между разложившейся и угоревшей частями.

Подобный анализ данных, полученных при работе карбюраторного двигателя на низкотемпературном режиме, приводится ниже.

Известно, что в процессе работы двигателя присадки, находящиеся в масле, неизбежно расходуются (срабатываются). Скорость расхода присадок зависит как от степени форсировки и условий работы двигателя, так и от качества самих присадок.

Расход присадок в работающем масле происходит в основном по двум направлениям. Часть присадок, попадая с маслом в камеру сгорания через кольцевой пояс поршней и направляющие втулки клапанов, уносится с отработавшими газами. Это угоревшая присадка. Другая часть присадок под действием высоких температур и кислорода воздуха, а также в результате реакции с кислотами, образующимися вследствие окисления масла и сгорания топлива, разлагается и в разложившемся состоянии остается в двигателе. Это разложившаяся, или неактивная, часть присадок.

Для установления закономерностей в изменении поведения присадок при испытании масел на низкотемпературном режиме в пробах масла и отложений, периодически отбираемых из двигателя, определялись активная Q_a , разложившаяся Q_p и угоревшая Q_y части присадок. Анализировался характер их изменения и выявлялась зависимость загрязнения деталей двигателя от степени изменения этих частей присадок.

Так как во все испытываемые образцы масел входили зольные присадки, содержащие металлы, то показателем зольности масел являлся критерием содержания в них присадок. Зольность свежего масла принималась за показатель первоначальной концентрации активной присадки, а зольность механических примесей масла и отложений служила показателем разложения присадок. Путем вычитания зольности механических примесей из зольности масла и соответственно зольности механических примесей из зольности отложений получали значение концентрации в них активной присадки. Разница между зольностью свежего масла и найденной суммой активной и разложившейся присадок являлась показателем угоревшей присадки. Несгораемые продукты, попавшие в двигатель извне, и продукты износа не учитывались, так как в условиях кратковременных стендовых испытаний величина их ничтожна. В связи с незначительным нагаро- и лакообразованием на деталях двигателя их количество при проведении данного расчета также не учитывалось.

Таблица 7

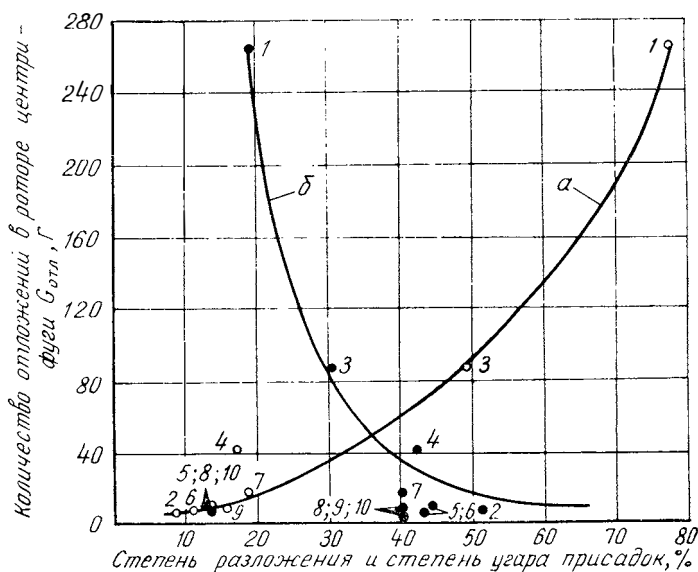
Масло	Степень содержания активной присадки $\frac{Q_a}{Q_0}$, %	Степень разложения присадки (неактивной) $\frac{Q_p}{Q_0}$, %	Степень угара присадки $\frac{Q_y}{Q_0}$, %
Группа Б	4	77	19
VS-10W/30	40,5	8,5	51
Опытное № 2	20,8	49,0	30,2
VS-30	41	17,0	42,0
VS-10W	44	13,0	43,0
Опытное № 9	45	11,0	44,0
Teboil SAE-20W	41,5	18,5	40
Teboil SAE-10W/30	47,3	13,0	39,7
Опытное № 8	45,8	15,6	38,6
Опытное № 10	47,6	13,4	39,0
Опытное № 10 (270 ч)	10,5	24,6	64,9

Сумма определенных таким образом активной, неактивной и угоревшей присадок равнялась «балансу» присадок (табл. 7).

В связи с тем, что первоначальная концентрация присадок в испытываемых маслах была неодинакова, «баланс» присадок после 120-часовых испытаний приведен в табл. 7 в процентах к первоначальной концентрации присадок в свежем масле.

Обычно оценку сработанности присадок в маслах проводят по количеству оставшейся в масле активной присадки $\frac{Q_a}{Q_0}$ или по равноценному показателю—степени срабатывания присадок $\frac{Q_0 - Q_a}{Q_0}$, считая, что бóльшие значения $\frac{Q_a}{Q_0}$ и меньшие $\frac{Q_0 - Q_a}{Q_0}$ после испытаний характеризуют повышенные моторные свойства масла и высокое качество применяемых присадок.

Однако при рассмотрении результатов, приведенных в табл. 7, видно, что для масел группы Б и опытного № 10 (после 270 ч испытаний) степени сработанности присадок по своим значениям близки (соответственно 96 и 89,5%), а разница в моторных свойствах, в частности по склонности к образованию низкотемпературных отложений, весьма велика (масло группы Б — 250 Г отложений, опытное № 10 — 26,5 Г за 270 ч испытаний). Использование для сравнения результатов анализа масла группы Б, испытывавшегося в течение 120 ч, и опытного № 10 после 270 ч испытаний правомерно, так как увеличение длительности испытаний масла группы Б не может в значительной мере изменить величину степени сработанной присадки (96%).



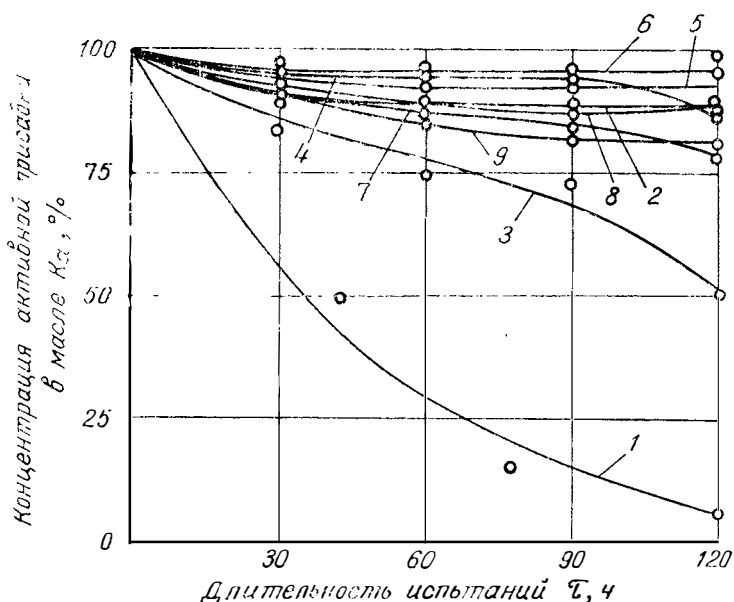
Фиг. 4. Зависимость количества низкотемпературных отложений в центрифуге от степени разложения (а) и степени угара присадки (б) в испытываемых маслах:

1 — группа Б; 2 — VS-10W/30; 3 — опытное № 2; 4 — VS-30; 5 — VS-10W;
6 — опытное № 9; 7 — SAE-20W; 8 — SAE-10W/30; 9 — опытное № 8;
10 — опытное № 10

В то же время построенная зависимость изменения количества отложений в роторе центрифуги от степени разложения и угара (фиг. 4) показывает, что увеличение степени разложения присадки $\frac{Q_p}{Q_0}$ приводит к росту, а увеличение степени угара $\frac{Q_y}{Q_0}$ — к уменьшению количества отложений.

Иначе говоря, загрязнение двигателя отложениями зависит не от величины степени срабатывания присадок, а от распределения всех израсходованных присадок между разложившейся и угоревшей частями.

Таким образом, результаты, полученные на карбюраторном двигателе, работающем на низкотемпературном режиме, подтверждают закономерности, установленные ранее для высокотемпературного режима дизельного двигателя [7—9].



Фиг. 5. Изменение концентрации активной присадки в испытываемых маслах за 120 ч испытаний:
 1 — группа Б; 2 — VS-10W/30; 3 — опытное № 2; 4 — VS-30; 5 — VS-10W;
 6 — опытное № 9; 7 — SAE-20W; 8 — SAE-10W/30; 9 — опытное № 8

На фиг. 5 показана зависимость изменения концентрации активной присадки K_a в маслах (в процентах от первоначальной — K_0) от времени испытаний.

Из представленной зависимости видно, что изменение концентрации активной присадки для различных образцов масел неодинаково. В маслах с малостабильными присадками величина K_a значительно уменьшается; для высокостабильных присадок изме-

нение этой величины незначительно, а для некоторых масел практически равно нулю.

Как уже отмечалось выше, процесс срабатывания присадок тесно связан с угаром масла. Для установления взаимосвязи между этими процессами в табл. 8 приведены значения степени срабатанности присадок и степени угара испытывавшихся образцов масел.

Т а б л и ц а 8

Масло	Степень срабатанности присадок $\frac{Q_0 - Q_a}{Q_0}$, %	Степень угара масла $\frac{W_3 - W_0}{W_3}$, %
Группа Б	96,0	43,0
VS-10W/30	55,5	54,5
Опытное № 2	79,2	57,2
VS-30	59,0	53,0
VS-10W	57,0	57,0
Опытное № 9	55,0	52,5
SAE-20W	58,5	46,7
SAE-10W/30	52,7	48,1
Опытное № 8	54,2	44,8
Опытное № 10	52,4	43,1

П р и м е ч а н и я:

- 1) W_3 — количество масла, залитого в двигатель перед испытаниями;
- 2) W_0 — количество масла, оставшегося в двигателе после испытаний с учетом проб.

Из табл. 8 видно, что степень срабатанности присадок для всех масел больше или равна степени угара масла, т. е. при угаре масла все исходное количество присадок, содержащихся в нем, неизбежно срабатывается.

Угар масла происходит в зоне камеры сгорания и в кольцевом поясе поршня. При этом часть присадок, попадая с маслом в камеру сгорания, угорает, а часть под действием высоких температур кольцевого пояса разлагается и может быть унесена циркулирующим маслом. Одновременно процесс разложения присадок может протекать и в других зонах двигателя с более низкими температурами, где угар масла практически отсутствует.

Если предположить, что срабатывание присадок происходит только при угаре масла, то срабатывание присадок не должно изменять концентрации активных присадок в циркулирующем масле. В этом случае степень срабатанности присадок всегда будет тождественна степени угара масла. Однако зависимость, приведенная на фиг. 5, свидетельствует о том, что при работе двигателя на низкотемпературном режиме концентрация активных присадок в циркулирующем масле заметно уменьшается. Следовательно, раз-

ложение присадок в этом случае происходит не только при угаре масла (в зоне камеры сгорания и кольцевом поясе), но и в зонах двигателя с относительно более низкими температурами. Отсюда следует, что степень сработанности присадок всегда будет больше или равна степени угара масла.

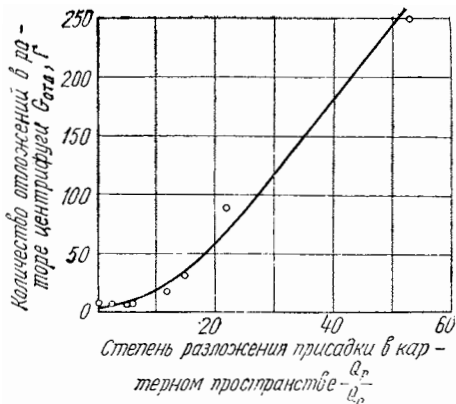
Установив, что разложение присадок при работе двигателя на низкотемпературном режиме происходит в различных зонах, представляло определенный интерес определить количественное распределение разложившихся присадок в этих зонах.

Определив ранее (см. табл. 8), что все исходное количество присадок, содержащееся в угоревшем масле, срабатывается, можно найти величину сработанной присадки при угаре масла как произведение начальной концентрации присадок на угар масла. При составлении «баланса» присадок угар присадки был определен. Тогда разность между найденной величиной сработанной присадки при угаре масла и значением ее угара по балансу даст значение разложившейся присадки в зоне камеры сгорания и кольцевом поясе. Путем вычитания этой величины из общего количества разложившейся присадки можно получить значение присадки, разложившейся в зоне с относительно низкими температурами. Данные о результатах расчета этих величин приведены в табл. 9.

Таблица 9

Масло	Количество сработанной присадки в угоревшем масле, %	Степень угара присадки, %	Степень разложения присадки, %		
			при угаре масла	в картерном пространстве	суммарная
Группа Б	43	19	24	53	77
VS-10W/30	54,5	51	3,5	5,0	8,5
Опытное № 2	57,2	30,2	27	22	49
VS-30	53	42	11	6,0	17
VS-10W	57	43	14	0	14
Опытное № 9	52,5	44,0	8,5	2,5	11,0
Teboil SAE-20W	46,7	40,0	6,7	11,8	18,5
Teboil SAE-10W/30	48,1	39,7	8,4	4,6	13,0
Опытное № 8	44,8	38,6	6,2	9,4	15,6
Опытное № 10	43,7	39,0	4,7	8,7	13,4
Опытное № 10 (270 ч)	74,5	64,9	9,6	15,0	24,6

Из табл. 9 видно, что степень разложения присадки при угаре масла в зоне камеры сгорания для различных масел неодинакова. Аналогичная картина наблюдается при рассмотрении показателей степени разложения присадки в картерном пространстве двигателя. При этом наибольшее значение степени разложения присадки в картерном пространстве соответствует маслам, давшим наибольшее количество низкотемпературных отложений в двигателе. Полу-



Фиг. 6. Зависимость количества низкотемпературных отложений в центрифуге от степени разложения присадки в картерном пространстве

чена четкая зависимость количества низкотемпературных отложений от степени разложения присадок в картерном пространстве (фиг. 6).

Таким образом, низкотемпературный режим, способствуя усиленному проникновению продуктов неполного сгорания топлива в картерное пространство, их конденсации и накоплению в масле, приводит к интенсивному разложению малостабильных присадок, что способствует повышенному накоплению низкотемпературных отложений в двигателе.

Выводы

1. При работе двигателя на низкотемпературном режиме происходит изменение физико-химических свойств масел в направлении снижения вязкости из-за разжижения топливом, увеличения кислотности и снижения щелочности.

2. Количество низкотемпературных отложений в двигателе находится в зависимости от распределения всей сработанной присадки между ее угоревшей и разложившейся частями. С увеличением угара и уменьшением разложения присадки количество низкотемпературных отложений уменьшается.

3. При использовании масел с малостабильными присадками в двигателе образуется большое количество низкотемпературных отложений, что связано со значительным (до 77%) разложением присадки и главным образом (до 53%) в картерном пространстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Пименов А. М. Одноцилиндровая карбюраторная установка для оценки моторных качеств масел. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.

2. Григорьев М. А., Пименов А. М., Бунаков Б. М. О моторной оценке склонности масел к образованию низкотемпературных отложений в автомобильном двигателе. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

3. Данилова Е. В., Сомов В. А., Никифоров О. А. Влияние щелочности масла на процесс его старения в дизелях. В сб.: «Исследование старения масел в двигателях». Сер. «Переработка нефти». М., ЦНИИТЭНЕФТЕХИМ, 1968.

4. Денисенко А. Н. Влияние старения масла на надежность работы тракторного двигателя в сельскохозяйственном производстве. Автореферат диссертации. Киев, 1968.

5. Крейн С. Э., Виппер А. Б., Шехтер Ю. Н., Клейменова З. А. Исследование солюбилизирующей способности присадок к моторным маслам. В сб.: «Присадки к маслам» (Труды второго Всесоюзного научно-технического совещания). М., «Химия», 1966.

6. Круглов М. Г., Дмитриев В. П. Методика определения доли свежей смеси в картерных газах четырехтактного карбюраторного двигателя. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

7. Рамайтя К. С., Трактовенко И. А. Зависимость надежности работы двигателя от срабатываемости присадок. «Химия и технология топлив и масел», 1968, № 8.

8. Рамайтя К. С., Трактовенко И. А. Выгорание присадок и накопление механических примесей в двигателе. «Химия и технология топлив и масел», 1968, № 9.

9. Рамайтя К. С., Трактовенко И. А. Закономерности угара и разложения присадок, определяющие моторные качества масла. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 113. М., 1969.

ВЛИЯНИЕ УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ РАЗГОНА И МАКСИМАЛЬНУЮ СКОРОСТЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Интенсивность разгона с переключением передач и максимальная скорость — наиболее важные оценочные показатели тягово-скоростных качеств — в основном определяются величиной удельной мощности автомобиля.

Качественная сторона влияния удельной мощности на интенсивность разгона и максимальную скорость автомобиля достаточно подробно исследована в известных работах по теории автомобиля [3, 14, 15].

Кроме того, в ряде специальных работ рассматривается количественная сторона влияния на максимальную скорость и приемистость автомобилей различных факторов. Например, влияние максимальной мощности на интенсивность разгона и максимальную скорость автомобиля описывается в работах [1, 2, 4, 14], влияние полного веса — в работе [5] и непосредственно удельной мощности — в работе [17]. В этих трудах, однако, исследуется не весь процесс разгона, а отдельные его элементы, причем выводы о влиянии исследуемых факторов на интенсивность разгона обычно делаются по результатам изменения ускорения автомобиля при разгоне на отдельных передачах.

В работе [6] в рассмотрение введен числовой показатель интенсивности разгона автомобиля, позволяющий с помощью одного числа (фактора приемистости) оценивать интенсивность разгона автомобиля с переключением передач, приводится методика экспериментального определения этого показателя, а также уравнение, выражающее количественную связь между удельной мощностью автомобиля и интенсивностью разгона. В работе [7] подробно исследовано влияние удельной мощности на максимальную скорость грузовых автомобилей и тягачей с регулятором максимальных оборотов двигателя.

В данной работе исследуется влияние удельной мощности легкового автомобиля с карбюраторным двигателем без регулятора и с механической ступенчатой трансмиссией на время его разгона и максимальную скорость. Исследован процесс разгона с переключением передач при полном резком открытии дроссельной заслонки. При этом особое внимание обращено на исследование интенсивности разгона до скорости 60 км/ч, являющейся в соответствии с действующими правилами уличного движения верхним допустимым пределом скорости в городах и населенных пунктах СССР, и до скорости, составляющей 80% максимальной, как находящейся в диапазоне скоростей, наиболее часто используемых при движении легковых автомобилей вне населенных пунктов.

Исследование проведено по методике НАМИ, основанной на расчетном воспроизведении процессов движения автомобиля и позволяющей учитывать влияние целого ряда факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость с помощью соответствующей программы расчета на ЭВМ «Минск-22». Сопоставление результатов расчетов процесса разгона автомобилей с результатами испытаний на дороге показывает достаточно близкое их совпадение [10, 11].

В соответствии с программой расчета в каждом случае было обеспечено автоматическое определение оптимальных моментов переключения передач (в точках пересечения кривых ускорений) и выполнение переключений в эти моменты. Продолжительность переключения передач, принятая постоянной, составляла 0,5 сек.

В качестве объекта исследования был принят некоторый легковой автомобиль с двигателем мощностью 80 л.с. и полным весом 1340 кг (удельная мощность 60 л.с./т), именуемый в дальнейшем автомобилем «А». Необходимые исходные данные для проведения расчетов по этому автомобилю на ЭВМ были получены на основании результатов лабораторно-дорожных испытаний соответствующего образца.

В связи с тем, что при одной и той же мгновенной скорости автомобили с разной удельной мощностью обычно имеют неодинаковые запасы мощности, исследование было проведено также и для автомобиля с удельной мощностью порядка 20 л.с./т, именуемого в дальнейшем автомобилем «Б». Предполагается, что автомобиль «Б» отличается от автомобиля «А» лишь двигателем, имеющим максимальную мощность 30 л.с., при одинаковой степени технического совершенства (относительная скоростная характеристика, номинальное число оборотов, степень изменения мощностных показателей двигателя при разгоне и т. п.). Аналогичное допущение принято и для других вариантов автомобилей, отличающихся от «А» и «Б» мощностью двигателя, весом и т. д.

Момент инерции вращающихся масс двигателя, соответствующий автомобилю «А», определялся экспериментально по методике [8]; его значение было использовано для расчетов в соответствии с

работой [13] необходимых величин моментов инерции вращающихся масс двигателей для всех остальных рассматриваемых вариантов автомобилей.

Число ступеней и передаточные числа коробки передач исследуемых автомобилей принимались одинаковыми. Передаточные числа главных передач выбирались таким образом, чтобы максимальная скорость достигалась при оборотах максимальной мощности двигателя, развиваемой им при работе непосредственно на автомобиле [9, 12].

Величины моментов инерции вращающихся масс двигателей и передаточных чисел главных передач, вычисленные для мощности двигателя от 30 до 280 л. с., приведены в табл. 1.

Таблица 1

Максимальная мощность двигателя, л. с.	Момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м·сек ²	Передаточное число главной передачи
30	0,00577	5,6
40	0,0077	5,0
60	0,0115	4,35
80	0,0154	4,22
90	0,0173	3,83
100	0,0192	3,68
110	0,0211	3,6
120	0,023	3,5
140	0,027	3,38
160	0,0308	3,27
180	0,0346	3,14
220	0,042	2,93
280	0,054	2,7

В данной работе влияние максимальной мощности и полного веса на интенсивность разгона и максимальную скорость рассматривается дифференцированно.

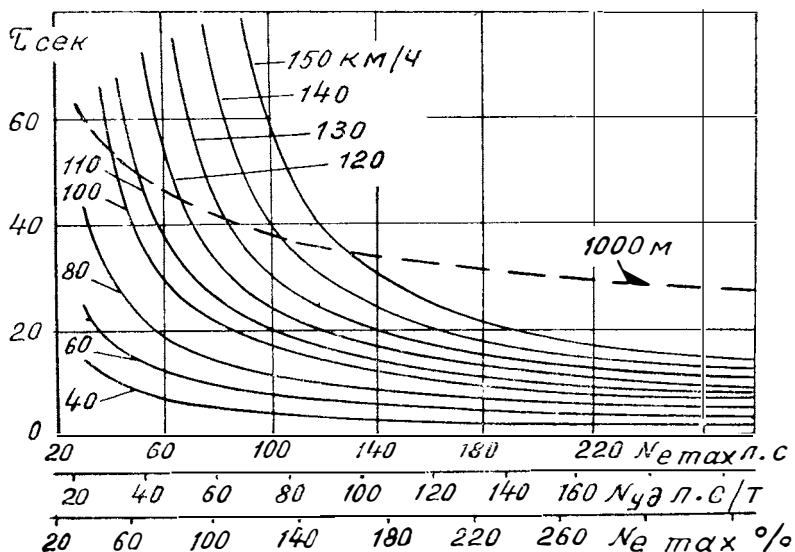
Возможное изменение величины потерь холостого хода в трансмиссии, обусловленное необходимостью увеличения или уменьшения размеров ее деталей и агрегатов при переходе от одной максимальной мощности двигателя к другой, в расчетах не учитывалось.

Изменение времени разгона автомобиля «А» до различных скоростей и на пути 1000 м в зависимости от максимальной мощности двигателя и соответствующей удельной мощности автомобиля (при неизменных его весе и других показателях) показано на фиг. 1. Из приведенного графика (с учетом вышеуказанных условий и допущений) можно сделать следующие выводы:

1. Влияние максимальной мощности двигателя и удельной мощности легкового автомобиля на время его разгона возрастает с уве-

личением конечной скорости последнего. Например, при повышении мощности двигателя от 40 до 48 л. с. (на 20%) время разгона автомобиля до скорости 60 км/ч уменьшается на 19%, а до скорости 100 км/ч — на 38,5%.

2. Повышение максимальной мощности двигателя или удельной мощности легкового автомобиля особенно ощутимо влияет на уменьшение времени разгона до заданной скорости при умеренных абсолютных значениях мощности. Например, при повышении максимальной мощности двигателя на 20% с 40 до 48 л. с. и со 150 до 180 л. с. время разгона автомобиля с места до скорости 100 км/ч уменьшится соответственно на 38,5 и 24,5% (фиг. 1).



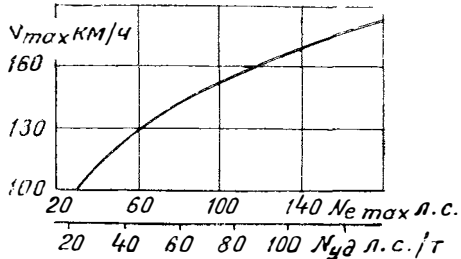
Фиг. 1. Влияние максимальной мощности двигателя на интенсивность разгона автомобиля «А»

При увеличении удельной мощности свыше 90—100 л. с./т время разгона до скорости 60 км/ч изменяется в малой степени.

3. Изменение максимальной мощности двигателя в большей степени влияет на время разгона автомобиля до различных скоростей, чем на время разгона на пути 1000 м, поскольку путь разгона является интегральной функцией скорости и времени.

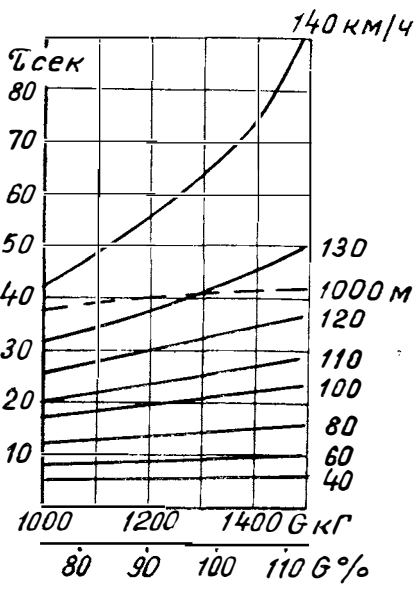
Из расчетной зависимости влияния максимальной мощности двигателя и удельной мощности автомобиля (при прочих одинаковых условиях) на его максимальную скорость следует, что степень возрастания максимальной скорости автомобиля снижается по мере повышения максимальной мощности двигателя (фиг. 2). Например, при росте максимальной мощности с 40 до 48 л. с. и со 150 до 180 л. с. (т. е. на 20%) максимальная скорость автомобиля повышается со-

ответственно со 112 до 120 км/ч и со 173 до 183 км/ч, т. е. на 7 и 6%, что объясняется в основном увеличением крутизны кривой зависимости суммарного сопротивления движению от скорости при возрастании последней.

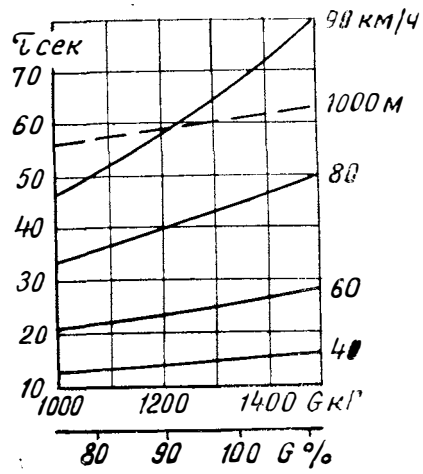


Фиг. 2. Влияние максимальной мощности двигателя на максимальную скорость автомобиля «А»

Влияние полного веса (в пределах от 1000 до 1490 кг) на величину времени разгона автомобилей «А» и «Б» до различных скоростей и на пути 1000 м показано на фиг. 3 и 4.



Фиг. 3. Влияние полного веса на интенсивность разгона автомобиля «А»



Фиг. 4. Влияние полного веса на интенсивность разгона автомобиля «Б»

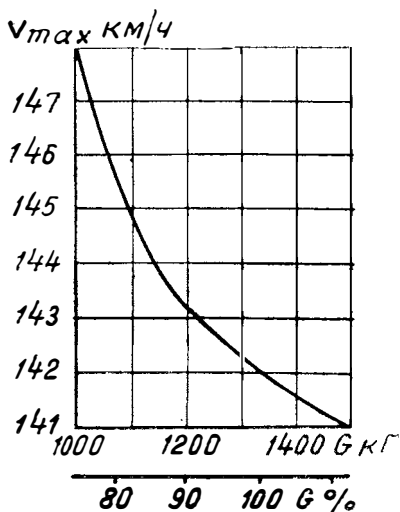
Из приведенных графиков следует, что в обоих случаях зависимость от полного веса времени разгона до различных скоростей (не превышающих 80% максимальной) и на пути 1000 м имеет ха-
70

ракти, близкий к линейному. При этом влияние изменения веса автомобиля на время разгона возрастает по мере увеличения конечной скорости последнего. Например, при увеличении полного веса от 1000 до 1490 кг (т. е. на 49%) время разгона автомобиля «А» до скорости 60 км/ч возрастает с 8,1 до 10 сек, т. е. на 24%, а до скорости 120 км/ч — с 25,5 до 36,8 сек, т. е. на 44%. При аналогичном изменении полного веса автомобиля «Б» время разгона до скорости 60 км/ч возрастает с 21 до 28 сек, т. е. на 34%, а до скорости 90 км/ч — с 47 до 80 сек, т. е. на 70%.

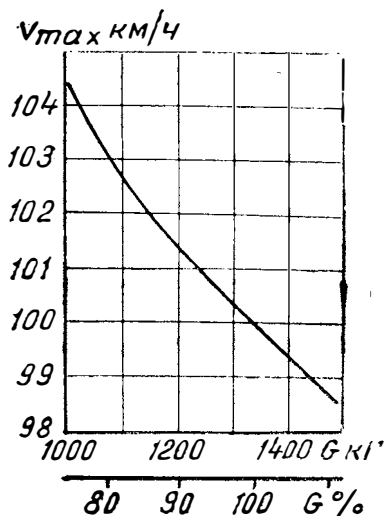
Приведенные данные показывают, что при одинаковой степени изменения (в процентах) полного веса время разгона до различных скоростей для автомобиля с малой удельной мощностью изменяется значительно.

По вышеуказанной причине ($S = \int v dt$) изменение полного веса в большей степени влияет на время разгона автомобилей до различных конечных скоростей, чем на время разгона на пути 1000 м.

Снижение полного веса автомобиля на 10% при прочих одинаковых условиях приводит в среднем к уменьшению времени разгона автомобилей «А» и «Б» до скорости 60 км/ч соответственно на 4 и 5,5%, до скорости, составляющей 80% максимальной, — на 8,5 и 9,5% и времени разгона на пути 1000 м — на 1,8 и 2,2%.



Фиг. 5. Влияние полного веса на максимальную скорость автомобиля «А»



Фиг. 6. Влияние полного веса на максимальную скорость автомобиля «Б»

Из фиг. 5 и 6 видно, что при прочих одинаковых условиях в случае изменения весового состояния от номинального полного веса (1340 кг) до веса с водителем и пассажиром (1150 кг) максималь-

ная скорость автомобилей «А» и «Б» изменяется незначительно (соответственно на 1 и 2%). При этом же условия снижение полного веса легкового автомобиля на каждые 10% приводит к повышению его максимальной скорости приблизительно на 1%, что соответствует результатам ранее проведенных исследований [5].

Таблица 2

Условия разгона	Удельная мощность, л. с. <i>m</i>				
	60	70		80	
	Исходный вариант $N_{\text{max}} = 80 \text{ л. с.},$ $G = 1340 \text{ кг}$	$N_{\text{max}} = 80 \text{ л. с.},$ $G = 1140 \text{ кг}$	$N_{\text{max}} = 94 \text{ л. с.},$ $G = 1340 \text{ кг}$	$N_{\text{max}} = 80 \text{ л. с.},$ $G = 1000 \text{ кг}$	$N_{\text{max}} = 107 \text{ л. с.},$ $G = 1340 \text{ кг}$

До скорости,
км/ч

60	9,5/100	8,7/91,5	8,6/90,5	8,15/86,0	7,7/81,0
80	14,9/100	13,1/88,0	13,0/87,0	12,4/83,0	11,6/78,0
100	21,7/100	18,8/87,0	18,5/85,0	17,3/80,0	16,3/75,5
110	26,3/100	22,8/86,9	22,0/83,0	20,5/78,0	19,1/72,5
120	34,1/100	28,7/84,0	26,5/78,0	25,5/75,0	22,7/66,5

На пути

1000 м	41,3/100	39,6/96,0	39,1/95,0	38,0/92,0	37,0/90,0
--------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------

Примечание. В числителе указано время разгона автомобиля в секундах, в знаменателе — в процентах.

Некоторые результаты комплексного исследования влияния мощности двигателя и веса автомобиля на время его разгона и максимальную скорость (табл. 2 и 3) показывают, что при прочих

Таблица 3

Удельная мощность, л. с./ <i>m</i>	Максимальная мощность, л. с.	Полный вес, кг	Максимальная скорость	
			км/ч	%
60	80	1340	142	100
70	80	1140	144	102
70	94	1340	149	105
80	80	1000	148	104
80	107	1340	156	110

одинаковых условиях из двух автомобилей с одинаковой удельной мощностью меньшее время разгона и более высокую максимальную скорость должен иметь автомобиль с большим полным весом.

Выводы

1. Изменение удельной мощности не в одинаковой степени влияет на время разгона и максимальную скорость легковых автомобилей с различной исходной удельной мощностью. Чем выше исходная удельная мощность автомобиля, тем ее изменение менее значительно влияет на рассматриваемые показатели.

2. При прочих равных условиях и при одинаковой удельной мощности меньшее время разгона до данной скорости и более высокая максимальная скорость свойственны легковому автомобилю с большим полным весом вследствие присущего ему меньшего удельного (на единицу полного веса) сопротивления движению.

3. Для легковых автомобилей с исходным полным весом порядка 1200—1500 кг снижение веса на 10% приводит в среднем к уменьшению времени разгона до различных скоростей на 4—10% и возрастанию максимальной скорости на 1%. При снижении полного веса степень уменьшения времени разгона автомобиля до данной конечной скорости возрастает с повышением ее величины.

4. Изменение удельной мощности в большей степени влияет на время разгона автомобиля до различных заданных скоростей по сравнению со временем разгона на пути 1000 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аронов Д. М. Влияние изменения мощности двигателя на динамику автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1960, № 4.

2. Генбом Б. Б. К вопросу об определении максимальной мощности автомобильного двигателя. «Автомобильная промышленность», 1965, № 10.

3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959.

4. Красиков С. М. К вопросу о влиянии мощности двигателя на динамические и экономические качества автомобиля. В сб.: «Труды МАДИ», вып. 18. М., 1956.

5. Крестовников Г. А. Влияние собственного веса автомобиля на его динамику и топливную экономичность. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1953, № 4.

6. Крестовников Г. А. Исследование приемности грузовых автомобилей и тягачей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 81. М., 1966.

7. Крестовников Г. А. Исследование режима максимальной скорости грузовых автомобилей и тягачей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 81. М., 1966.

8. Лаптев С. А., Крестовников Г. А. Определение коэффициента вращающихся масс автомобиля. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 7.

9. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.

10. Лурье М. И., Шмидт А. Г. Влияние числа ступеней, передаточных чисел трансмиссии и моментов переключения передач на интенсивность разгона легкового автомобиля. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 113. М., 1969.

11. Лурье М. И., Шмидт А. Г. Влияние факторов, связанных с особенностями двигателя, на интенсивность разгона и максимальную скорость легкового автомобиля с заданной удельной мощностью. В сб. «Труды НАМИ», вып. 118. М., 1969.

12. Лурье М. И., Шмидт А. Г. Выбор мощности двигателя и передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1969, № 9.
 13. Покорный Б. М. Величина момента инерции маховика современных автомобильных двигателей «Автомобилестроение», 1961, № 6.
 14. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963.
 15. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950.
 16. Factory ratings are out-with our guesswork kit. «Car Life», 1968, № 11.
 17. Is power-to-weight important? «Commercial Motor», 1958, № 2754.
-

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА ОБЪЕКТОВ ИСПЫТАНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ

При организации статистических испытаний изделий автомобилестроения (автомобилей, систем, агрегатов, узлов, деталей) на надежность необходимо выбрать план испытаний. Последний включает в себя число изделий, которое следует подвергнуть испытаниям; периодичность проверки изделий; указания заменять или не заменять отказавшие изделия; продолжительность испытаний.

Как правило, испытатель имеет дело с ограниченным объемом изделий, а результаты испытаний переносит на все однотипные изделия, эксплуатируемые в аналогичных условиях. Но это правомерно лишь при наличии представительной (репрезентативной) выборки, т. е. выборки, отражающей свойства генеральной совокупности. Представительность выборки с целью достоверной оценки показателей с относительной ошибкой ε при доверительной вероятности α обеспечивается необходимым и достаточным числом объектов испытаний n (объемом выборки).

Выбор значений доверительной вероятности α , относительной ошибки ε , числа объектов испытания n взаимосвязан: чем больше α и меньше ε , тем большее число объектов требуется поставить на испытание. На эту зависимость определенное влияние оказывает закон распределения исследуемого параметра.

Ниже рассматривается вопрос определения числа объектов испытаний для установления показателей надежности при односторонней доверительной вероятности и для контрольных испытаний, проводимых с целью подтверждения выполнения заданных требований применительно к законам распределения — нормальному, Вейбулля и экспоненциальному. Все изделия испытываются до первого отказа, т. е. отказавшие изделия не заменяются и не ремонтируются.

Решение этого вопроса выполняется с учетом соответствующих разработок для других отраслей промышленности [1—5].

При определении числа объектов испытаний, проводимых с целью установления показателей надежности, рассматриваются два случая.

1. По результатам предыдущих испытаний известно среднее квадратическое отклонение для данного распределения.

Нормальный закон распределения

Число объектов испытания находится из уравнения

$$n = \left(\frac{z_p \sigma}{\Delta} \right)^2,$$

или

$$n = \left(\frac{z_p V}{\epsilon} \right)^2,$$

где σ — среднее квадратическое отклонение;
 $\Delta = (L_{\max} - L_{\text{ср}})$,
 или $\Delta = (L_{\text{ср}} - L_{\min})$ — абсолютная ошибка;
 $\epsilon = \frac{\Delta}{L_{\text{ср}}}$ — относительная ошибка;
 $L_{\text{ср}}$ — средняя распределения;
 $V = \frac{\sigma}{L_{\text{ср}}}$ — коэффициент вариации;
 z_p — коэффициент, зависящий от доверительной вероятности α .

Значение доверительной вероятности α следует выбирать в зависимости от назначения детали, узла, агрегата системы. Для автомобильных конструкций $\alpha \approx 0,7 \div 0,95$. При больших значениях доверительной вероятности резко возрастает n , однако достоверность выводов увеличивается несущественно. Рекомендуется принимать α равной: 0,7—0,8 — для деталей, обуславливающих внешний вид, комфортабельность автомобиля; 0,8—0,9 — для основных деталей автомобиля; 0,95 — для деталей, узлов и агрегатов, влияющих на безопасность движения автомобиля.

Этими же соображениями руководствуются при выборе значений относительной ошибки ϵ , которые принимаются от 0,05 до 0,25.

Приведенные выше формулы справедливы при $n \geq 20$. При значении $n < 20$ пользуются распределением Стьюдента, в котором нормированное отклонение z_p зависит не только от доверительной вероятности, но и от самого числа n .

Число объектов испытания находят из табл. 1, составленной с учетом зависимости z_p от n (при малом n) и формул, приведенных выше.

Пример 1. Определить число объектов, которое необходимо поставить на испытание с целью установления средней наработки

до отказа, если относительная ошибка не должна превышать 0,1 при доверительной вероятности 0,9. Известно, что распределение

Т а б л и ц а 1

Число объектов испытания при нормальном законе распределения

Относительная ошибка ε	Коэффициент вариации V					
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
Доверительная вероятность $\alpha=0,80$						
0,05		9	12	19	26	35
0,10				5	9	10
0,15						5
0,20						
Доверительная вероятность $\alpha=0,90$						
0,05	9	16	28	41	59	81
0,10		5	9	12	16	21
0,15			5	6	9	10
0,20					5	7
0,25						5
Доверительная вероятность $\alpha=0,95$						
0,05	13	26	43	68	97	133
0,10	5	9	13	19	26	33
0,15		5	7	10	13	17
0,20			5	6	9	10
0,25				5	6	8

случайной величины подчиняется нормальному закону с коэффициентом вариации 0,3.

Из табл. 1 для $V=0,30$; $\varepsilon=0,10$ и $\alpha=0,9$ находим, что $n=16$.

Закон распределения Вейбулла

Число объектов испытания находят из табл. 2, построенной с использованием выражения связи коэффициентов для определения доверительных границ изменения параметра при распределении Вейбулла (r_1 и r_3) с n и α . Предельная относительная ошибка равна наибольшему из значений:

$$\varepsilon_B = \sqrt[m]{r_1} - 1; \quad \varepsilon_H = 1 - \sqrt[m]{r_3},$$

$$\text{т. е. } \varepsilon = \sqrt[m]{r_1} - 1 \text{ (так как } \varepsilon_B > \varepsilon_H),$$

где m — степенной параметр распределения Вейбулла.

Таблица 2

Число объектов испытания при законе распределения Вейбулла

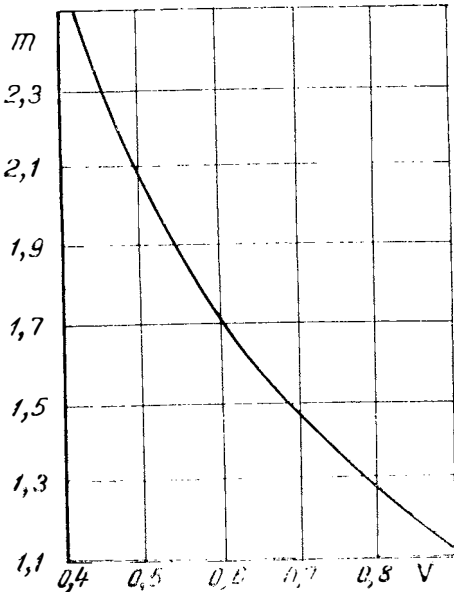
Относительная ошибка ϵ	Коэффициент вариации V									
	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
Доверительная вероятность $\alpha=0,80$										
0,05	50	60	70	90	108	125	140	160	180	225
0,10	14	18	23	27	31	39	46	51	56	61
0,15	7	9	11	13	16	19	22	25	28	30
0,20	5	6	8	9	10	12	14	15	18	20
Доверительная вероятность $\alpha=0,90$										
0,05	100	152	180	220	265	300	360	420	460	510
0,10	30	37	46	57	70	80	92	100	125	150
0,15	15	19	24	28	34	39	45	51	59	67
0,20	10	12	15	19	20	25	29	32	37	40
Доверительная вероятность $\alpha=0,95$										
0,05	172	218	270	340	430	500	560	640	720	820
0,10	47	59	75	93	115	135	155	178	208	227
0,15	24	30	37	45	53	61	72	82	98	112
0,20	15	19	23	29	33	39	45	50	57	65

На фигуре показана зависимость степенного параметра m от коэффициента вариации V .

Пример 2. Определить число объектов испытания с целью вычисления средней наработки до отказа, если относительная ошибка не должна превышать 0,15 при доверительной вероятности 0,8. Известно, что распределение наработки подчиняется закону Вейбулла с параметрами $m=1,24$.

Из фигуры определяется величина коэффициента вариации $V=0,8$, соответствующая значению $m=1,24$.

Из табл. 2 при $V=0,80$; $\alpha=0,8$ и $\epsilon=0,15$ находим, что $n=28$.



Фигура. Зависимость степенного параметра распределения Вейбулла m от коэффициента вариации V

Экспоненциальный закон распределения

Число объектов испытания определяется так же, как и для закона распределения Вейбулла. Поскольку $V = m = 1$, то предельная относительная ошибка

$$\epsilon = r_1 - 1.$$

Число объектов испытания определяется из табл. 3, построенной на использовании связи коэффициента r_1 с α и n .

Таблица 3

Число объектов испытания при экспоненциальном законе распределения

Относительная ошибка ϵ	Доверительная вероятность α					
	0,8	0,9	0,95	0,975	0,99	0,999
0,05	300	600	1000	1000	1000	1000
0,10	70	200	300	450	600	1000
0,15	45	90	150	225	300	300
0,20	21	55	90	130	183	183

Пример 3. Определить число объектов испытания для установления средней наработки до отказа с относительной ошибкой 0,15 при доверительной вероятности 0,9. Известно, что распределение средней наработки подчиняется экспоненциальному закону.

Из табл. 3 для $\epsilon = 0,15$ и $\alpha = 0,9$ находим, что $n = 90$.

2. Среднее квадратическое отклонение неизвестно.

Исходя из имеющейся информации о подобных изделиях в зависимости от вида закона распределения, задаются ориентировочной величиной τ и по тем же формулам и таблицам, что и в случае 1, определяют n . По найденному значению n корректируют величину τ , определяют новое значение n и т. д.

При контрольных испытаниях, проводимых с целью подтверждения нормативного ресурса, число объектов испытания определяется из табл. 4, где α — вероятность того, что регламентированное относительное число γ (регламентированная вероятность) испытываемых изделий будет иметь ресурс не менее заданного.

Таблица 4

Число объектов контрольных испытаний, проводимых с целью подтверждения нормативного ресурса

Регламентированная вероятность γ	Доверительная вероятность α			
	0,80	0,90	0,95	0,99
0,60	4	5	6	10
0,80	8	10	14	21
0,90	16	22	29	44
0,95	32	45	59	90
0,99	160	229	298	459

Пример 4. Определить число объектов ресурсных испытаний, подтверждающих с вероятностью 0,90, что 95% ($\gamma=0,95$) изделий имеют ресурс не менее заданного.

Из табл. 4 для $\alpha=0,90$ и $\gamma=0,95$ находим, что $n=45$.

В заключение следует отметить, что если число объектов испытаний задано из каких-либо других соображений (техническая возможность, директивное указание и т. п.) и оно меньше расчетного, то в этом случае решается обратная задача — оценка доверительной вероятности и относительной ошибки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М., «Наука», 1965.
 2. ГОСНИТИ. Пособие для определения числа объектов наблюдений (испытаний). М., 1966.
 3. РТМ 44—62 Методика статистической обработки эмпирических данных М, «Стандарты», 1966.
 4. Шор Я. Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М., «Советское радио», 1962.
 5. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. М., «Советское радио», 1968
-

О движении воздуха в цилиндре дизеля с камерой сгорания типа ЯМЗ. Гальговский В. Р., Каракулина И. Ф., Вихерт М. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140. М., 1973, стр. 3—23.

Рассматриваются характерные особенности движения газа в цилиндре после выхода из тангенциального впускного канала.

Выявлено влияние относительного диаметра открытой камеры сгорания и циркуляции, которая, как было установлено, в полной мере характеризует интенсивность вращения, на скорость воздушного заряда в цилиндре и камере на различных участках хода сжатия.

Определены потери энергии воздушного потока при перетекании воздуха из цилиндра в камеру, и дана количественная оценка их влияния на уровень внутренних потерь в двигателе.

Наконец, приводятся данные о влиянии интенсивности вихрей в камере дизеля ЯМЗ-240 на его энергетические и экономические показатели при работе без наддува и с газотурбинным наддувом.

Таблиц 4. Фигур 10. Библиографий 12.

УДК 621.436.038.013

Исследование истечения двухфазной газожидкостной смеси через жиклер. Мазинг М. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140. М., 1973, стр. 24—34.

Изложены результаты теоретического и экспериментального исследования истечения смеси дизельного топлива и воздуха через жиклер при различных давлениях и концентрациях смеси. С помощью модели однородной газожидкостной смеси проанализированы свойства такой смеси и определены критические условия истечения. На основе анализа процесса растворимости газа в жидкости при повышении давления составлено уравнение для определения концентрации воздуха в смеси, учитывающее растворение воздуха.

Описывается методика проведения эксперимента, позволившего определить характер истечения смеси через жиклер $d=0,905$ мм, $l/d=1,1$, определить величину коэффициента растворимости воздуха в дизельном топливе и установить взаимосвязь между коэффициентами расхода для топлива и смеси топлива и воздуха.

Фигур 6. Библиографий 6.

УДК 621.436-242.016.001.5

Исследование температурного поля поршня дизеля с пленочным смесеобразованием. Гершман И. И., Турабелидзе Ш. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140. М., 1973, стр. 35—47.

Излагаются результаты исследования температурного поля поршня, выполненного на одноцилиндровом отсеке эксперименталь-

ного дизеля с пленочным смесеобразованием. Температуры в различных точках поршня определялись при наличии и отсутствии масляного охлаждения поршня, различных скоростных и нагрузочных режимах и видах топлива.

Показано, что в дизеле с пленочным смесеобразованием возможно применение облегченных топлив. При этом с ростом скоростного и нагрузочного режимов температура поршня возрастает быстрее, чем при использовании стандартного дизельного топлива. Масляное охлаждение улучшает экономичность на больших нагрузках и высоких числах оборотов. Наличие его на таких режимах желательно, а при работе на бензине — необходимо по соображениям надежности.

На малых нагрузках и невысоких числах оборотов охлаждение поршня ухудшает экономичность. Применение охлаждения оказывает отрицательное действие и при разгоне дизеля, так как удлиняет время прогрева поршня.

Дается рекомендация о целесообразности регулируемой системы охлаждения поршня.

Таблиц 3. Фигур 6. Библиографий 3.

УДК 621 892.097.2.001.5

Исследование изменения свойств масел при работе двигателя на низкотемпературном режиме. Григорьев М. А., Бунаков Б. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140, М., 1973, стр. 48—65.

Приведены результаты исследований оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений. Представлены результаты физико-химического анализа отработавших масел. Показано изменение ряда основных физико-химических показателей масел в процессе работы двигателя на низкотемпературном режиме.

Отмечено уменьшение вязкости масла при попадании в него топлива и увеличение вязкости при наличии в масле воды.

Рассмотрен вопрос снижения зольности масел с низкими диспергирующими свойствами при их испытании на низкотемпературном режиме.

Установлено, что количество отложений не зависит от степени сработанности присадок. Необходимо учитывать распределение всей сработанной присадки на разложившуюся и угоревшую части, так как показано, что количество отложений в двигателе увеличивается с уменьшением степени угара и увеличением степени разложения присадок.

Дан расчет определения количества присадок (в процентах), разложившихся соответственно при угаре масла в зоне высоких температур и в картерном пространстве двигателя.

Установлено, что количество низкотемпературных отложений в двигателе зависит от степени разложения присадок в картерном пространстве.

Таблиц 9. Фигур 6. Библиографий 9.

Влияние удельной мощности на интенсивность разгона и максимальную скорость легкового автомобиля. Шмидт А. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140. М., 1973, стр. 66—74.

Исследовано количественное влияние удельной мощности легковых автомобилей с полным весом 1200—1500 кг на максимальную скорость и время разгона с переключением передач до различных скоростей и на пути 1000 м на прямой горизонтальной дороге с сухим бетонным покрытием при полном резком открытии дросселя.

Рассмотрено дифференцированное влияние мощности двигателя и полного веса автомобиля, а также комплексное влияние обоих указанных факторов.

Таблиц 3. Фигур 6. Библиографий 17.

УДК 629.113-19.001.4

К вопросу определения числа объектов испытания на надежность. Егоров Л. А., Черепанова Р. Н. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 140 М., 1973, стр. 75—80.

Приводится табличный метод определения числа изделий автомобилестроения при организации испытаний на надежность. Метод основан на использовании теории вероятностей и математической статистики.

Число изделий определяется в зависимости от закона распределения исследуемого параметра по наработке, доверительной вероятности и относительной ошибке. Рассмотрены случаи определения числа изделий для трех законов — нормального, Вейбулла и экспоненциального, математические модели которых соответствуют или не противоречат природе отказов систем, агрегатов, узлов и деталей автомобиля. Соответствующие таблицы позволяют, задаваясь рекомендуемыми значениями доверительной вероятности и относительной ошибки, быстро найти число изделий, которое необходимо поставить на испытание.

Указан метод определения третьего неизвестного параметра (доверительной вероятности или относительной ошибки) по двум известным другим параметрам (число объектов и относительная ошибка, число объектов и доверительная вероятность).

Таблиц 4. Фигур 1. Библиографий 5.

СОДЕРЖАНИЕ

В. Р. Гальговский, И. Ф. Каракулина, М. М. Вихерт. О движении воздуха в цилиндре дизеля с камерой сгорания типа ЯМЗ	3
М. В. Мазинг. Исследование истечения двухфазной газожидкостной смеси через жиклер	24
И. И. Гершман, Ш. Г. Турабелидзе. Исследование температурного поля поршня дизеля с пленочным смесеобразованием	35
М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков. Исследование изменения свойств масел при работе двигателя на низкотемпературном режиме	48
А. Г. Шмидт. Влияние удельной мощности на интенсивность разгона и максимальную скорость легкового автомобиля	66
Л. А. Егоров, Р. Н. Черепанова. К вопросу определения числа объектов испытания на надежность	75
Рефераты статей	81

Труды НАМИ, вып. 140

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Н. С. Ханин, А. Ф. Анисеев, М. М. Вихерл, К. С. Рамаия,

Г. А. Крестовников, Е. И. Кривенко

Редактор Т. И. Дегожская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: З. А. Шаухина, Р. М. Журавлева

Л 88309. Подп. к печ. 9.III-73 г. Форм. бум. 60x90/16. Печ. л. 5,5

Уч.-изд. л. 5,16. Зак. 181—72 г. Тир. 900. Цена 35 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438. Автомогорная ул., 2

Цена 36 коп.