

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

*Проф. Я. М. Майер, канд. техн. наук В. Ф. Гроза,
канд. техн. наук Г. Н. Кидина*

Основной задачей при создании дизелей является организация процесса сгорания, который главным образом и определяет как экономические, так и динамические показатели работы двигателя.

Протекание процесса сгорания в дизелях зависит в основном от процесса образования горючей смеси как в период подготовки топлива к воспламенению, так и во время самого процесса сгорания.

Процесс же смесеобразования в свою очередь, как это установлено многочисленными исследованиями, кроме качества топлива, зависит от условий в цилиндре, характеризующихся температурой T_c и давлением P_c ; закона подачи топлива $Q = f(\alpha)$, где $Q = \frac{m \cdot m^3}{T^0}$, α — угол поворота коленчатого вала; от конструктивных особенностей двигателя, наличия завихряющих устройств и т. д.

Совпадение во времени процессов смесеобразования и сгорания в дизелях приводит к тому, что в каждый отдельный момент в реакции сгорания участвует различное количество топлива. При этом до последнего времени оставался неясным вопрос, в каком состоянии сгорает топливо — в парообразном или в жидком.

Все это усложняет картину происходящих в дизелях явлений и затрудняет создание расчета, достаточно полно отражающего их действительную сущность. Поэтому вопрос о расчете процесса сгорания в двигателях этого типа имеет большое значение.

Общепризнанный в настоящее время метод теплового расчета, предложенный В. И. Гриневецким [1] и развитый затем рядом других исследователей (Е. К. Мазинг [2], А. В. Квасников [3], В. М. Тареев [4] и др), основан на чисто термодинамических соотношениях и может отразить влияние качества смесеобразования на процесс сгорания только посредством

оценки, на основании опытных данных, величин степени повышения давления λ , коэффициента выделения тепла ξ и показателя политропы расширения n_2 .

Кроме того, необходимая для этого метода схематизация процесса тепловыделения в цилиндре двигателя по тому или иному теоретическому циклу не отражает действительных явлений в цилиндре в течение процесса сгорания.

Стремление создать способ расчета, основанный на кинетическом анализе процесса сгорания, также не дало положительных результатов (К. Нейман [5], Н. В. Иноземцев [6], М. Я. Кушуль [7], Б. Г. Либрович [8] и др.). Разработанный на этой основе метод является весьма условным, так как включает в систему уравнений, связанных с химическими реакциями, физические процессы, без указания их характера и без учета их влияния на процесс сгорания.

К тому же при его разработке оказалось необходимым ввести ряд допущений, исключающих сущность протекающих в цилиндре явлений [9]:

а) процесс сгорания рассматривается не как результат сложной, многостадийной цепной реакции, а как следствие бимолекулярной реакции при столкновении молекул топлива и воздуха;

б) осуществление процессов испарения и смесесбразования предполагается мгновенным, вследствие чего в цилиндре двигателя имеется однородная газовая рабочая смесь;

в) влияние $Q = f(\alpha)$ на процесс сгорания не учитывается, так что горение протекает при номинальном составе смеси, подсчитываемом по отношению всего заряда впрыснутого топлива ко всему воздуху в цилиндре двигателя;

г) горение протекает одновременно и идентично во всей камере сгорания.

Современные исследования (Ротрок и Уолдрон [10], Венцель [11], Вырубов [12] и др.) показали, что испарение впрыснутого в цилиндр топлива за период задержки воспламенения τ_b достигает весьма значительной величины. По данным этих исследований при известных условиях значительное и даже полное испарение капель впрыснутого топлива может произойти за более короткий период времени, чем τ_b .

Не вдаваясь в вопрос о том, имеет ли место сгорание также и на поверхности жидких топливных частиц, можно, как это высказывал еще и Б. Г. Либрович [8], со всей очевидностью прийти к заключению, что эффективность сгорания горючей смеси, в смысле получения необходимых температур и давления, определяется главным образом сгоранием части топлива, находящейся в парообразном состоянии.

При таком предположении протекание процесса сгорания должно определяться количеством паров топлива σ в составе горючей смеси в отдельные его периоды.

Это количество, образовавшееся в отдельные моменты подачи топлива в течение всего процесса сгорания, может быть подсчитано, если известны качество распыливания и количество подаваемого топлива во времени, определяемые $Q = f(\alpha)$, и условия в цилиндре на основании конструктивных параметров двигателя (степень сжатия ϵ , угол опережения подачи φ и т. д.).

По полученному σ могут быть подсчитаны и параметры, характеризующие динамику процесса сгорания (λ , давление сгорания — P_z и т. д.).

Таким образом, создается возможность расчета процесса сгорания в дизелях с учетом качества смесеобразования, в зависимости от условий, его определяющих.

Целью настоящей статьи и является изложение результатов такого расчета; при этом рассчитывалась лишь начальная стадия процесса сгорания, наступающая непосредственно после окончания τ_b . Полученные при этом результаты не решают, разумеется, вопроса расчета всего процесса сгорания; все же они представляют и самостоятельный интерес, особенно, если учесть влияние начальной стадии на дальнейшее протекание процесса сгорания.

Основной задачей при проведении этой работы было показать, что расчет, произведенный на основании изложенных выше положений, дает реальные результаты и что справедливым является предположение, что σ , образующееся к моменту воспламенения, определяет параметры, характеризующие динамику процесса сгорания на рассматриваемом участке сгорания.

Расчет производился для одноцилиндрового 4-тактного однокамерного дизеля, сконструированного ЛАТД ХПИ им. В. И. Ленина, с размерами: диаметр цилиндра $D = 100$ мм и ход поршня $S = 130$ мм [13].

Необходимые для расчета опытные данные были получены сначала [14] при работе двигателя с пятью различными значениями ϵ (14,0; 14,3; 15,8; 16,9; и 17,8) при неизменных $\varphi = 27^\circ$, числе оборотов $n = 1200$ об/мин и ступенчатым $Q = f(\alpha)$ (рис. 1).

Затем аналогичные данные [15] были получены при работе двигателя еще с четырьмя различными $Q = f(\alpha)$ при неизменных $n = 1200$ об/мин и $\epsilon = 16$ (рис. 2, 3, 4, 5).

Часовой расход топлива при первой серии испытаний с различными ϵ был равен $G_T = 1,99—2,04$ кг/час, чему соответствует:

а) подача топлива в цилиндр за один цикл:

$$\Delta G_T = 55,3 — 56,7 \text{ мг};$$

б) коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = 1,35 — 1,38,$$

Эти же величины при второй серии испытаний с различными $Q = f(\alpha)$ были равны: а) $G_T = 1,59 - 1,74$ кг/час; б) $\Delta G_T = 44 - 48,3$ мг; в) $\alpha = 1,58 - 1,73$.

Изменение ε при испытаниях производилось постановкой других поршней с измененным объемом камеры сжатия, расположенной в поршне, при сохранении ее формы, что обеспечивало минимальное нарушение соответствия факелов распыленного топлива форме и размерам камеры сгорания (рис. 6).

Изменение $Q = f(\alpha)$ при испытаниях производилось постановкой других кулачков привода насос-форсунки «Ленкарз-60», установленной на двигателе.

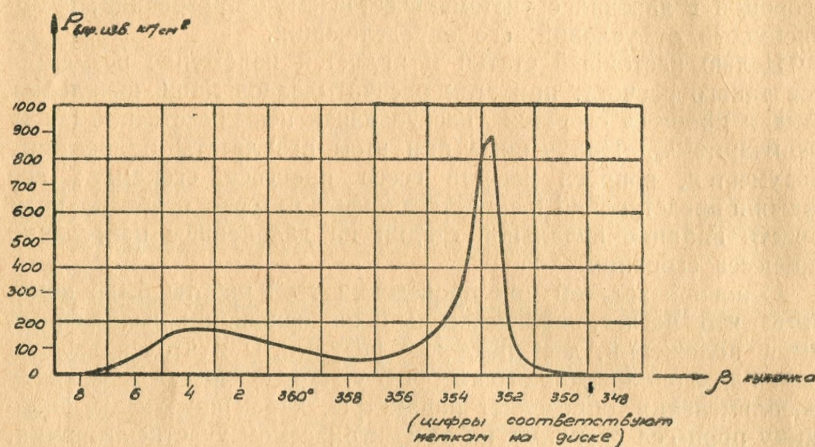


Рис. 1. $P_{впр. изб.} = f(\alpha)$ при первой серии испытаний.

При испытаниях были приняты кулачки, обеспечивающие получение двух типов $Q = f(\alpha)$. Один из этих типов обычный, с быстро нарастающим давлением впрыска $P_{изб. впр.}$, широко применяемый в быстроходном дизелестроении, а другой — ступенчатый, с небольшим повышением $P_{изб. впр.}$ в начальный период подачи и с резким нарастанием — во второй.

Для первого типа были взяты два кулачка, обеспечивающие получение двух $Q = f(\alpha)$, отличающихся по величине достигаемого в них максимального $[P_{изб. впр.}]_{max}$, равного при $n = 1200$ об/мин для одного $[P_{изб. впр.}]_{max} - 1314$ кг/см², для другого $[P_{изб. впр.}]_{max} - 1093$ кг/см² (рис. 7).

Продолжительность подачи $\alpha_{под.}$ при $n = 1200$ об/мин у этих $Q = f(\alpha)$ была равна: для первого $\alpha_{под.} - 13^\circ$, для второго $\alpha_{под.} - 14,6^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

Для второго типа были взяты два кулачка, обеспечивающие получение двух $Q = f(\alpha)$, отличающихся по количеству топлива, поданного в течение первого периода подачи: для

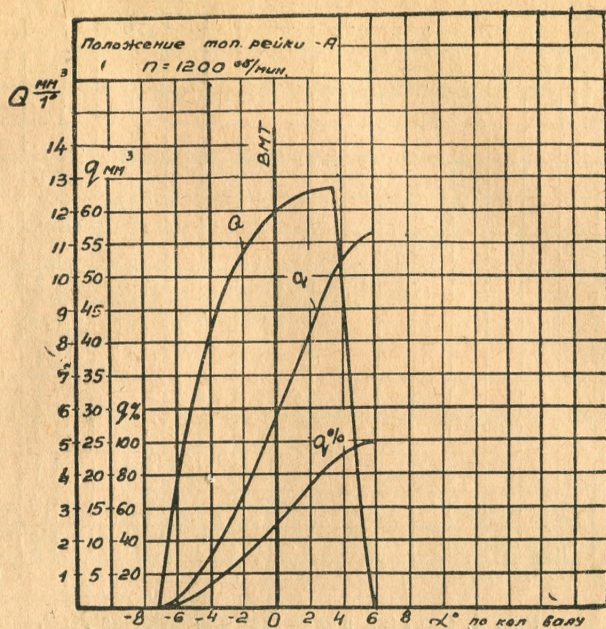


Рис. 2. $Q = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$ для кулачка № 1а.

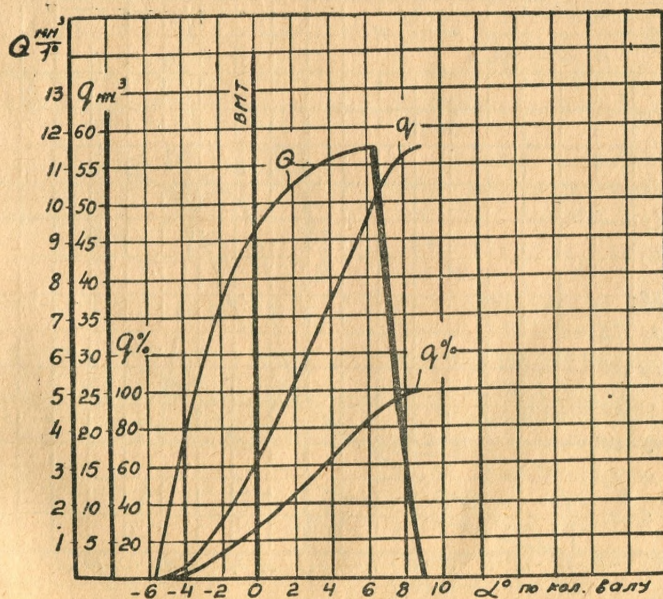


Рис. 3. $Q = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$ для кулачка № 16.

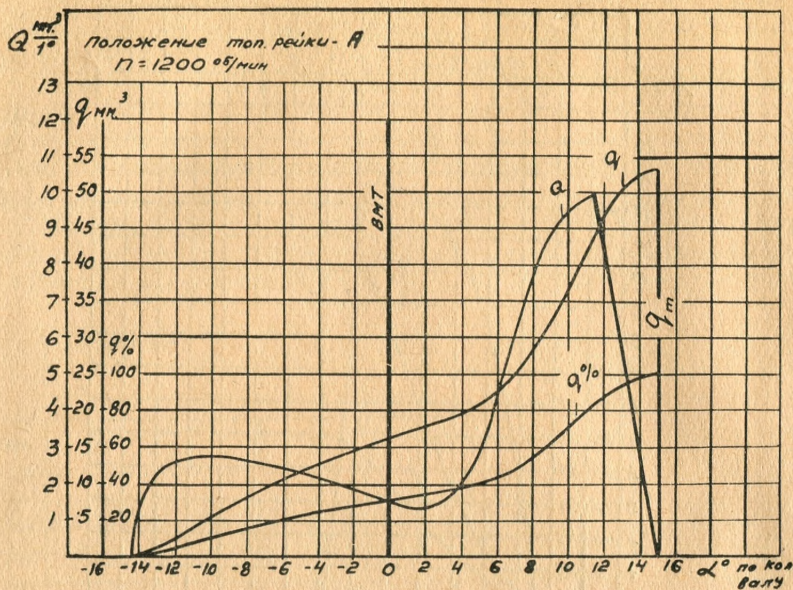


Рис. 4. $Q = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$ для кулачка № 2.

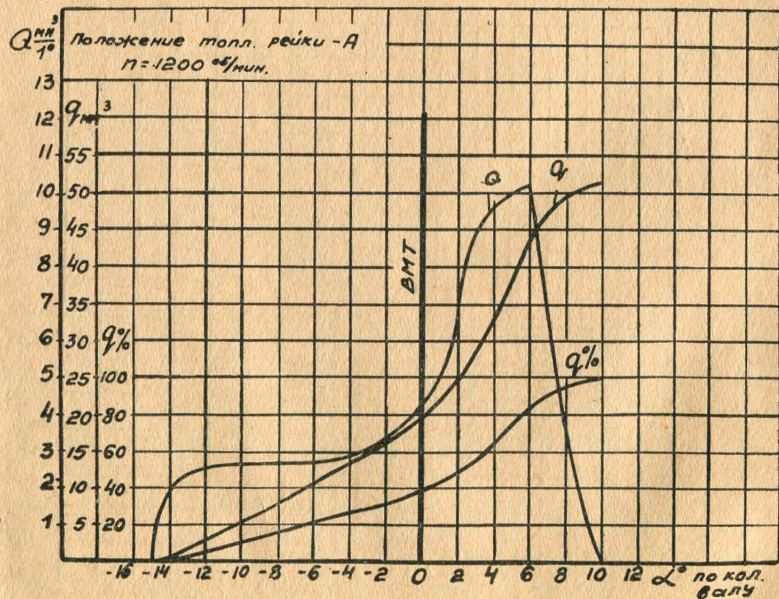


Рис. 5. $Q = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$ для кулачка № 4.

одного — 36% и для второго — 55% от общей подачи на цикл, а также по величине достигаемого во второй фазе максимального $[P_{\text{изб. впр.}}]_{\text{max}}$: для первого $[P_{\text{изб. впр.}}]_{\text{max}} — 810 \text{ кг/см}^2$ и для второго — $[P_{\text{изб. впр.}}]_{\text{max}} — 852 \text{ кг/см}^2$ (рис. 8).

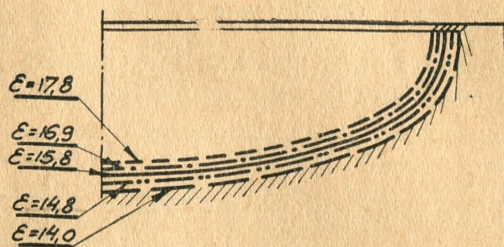


Рис. 6. Эскиз поршня с измененными камерами сгорания.

$\alpha_{\text{под.}}$ для этих $Q = f(\alpha)$ при $n = 1200 \text{ об/мин}$ была равна: для первого $\alpha_{\text{под.}} — 28^\circ, 4^\circ$ и для второго $\alpha_{\text{под.}} — 25^\circ$.

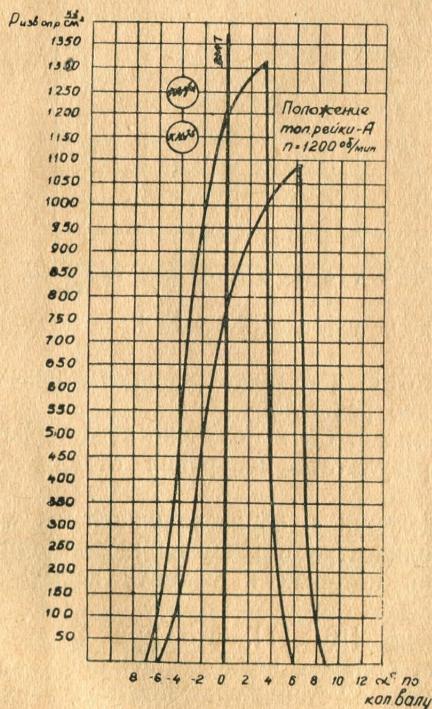


Рис. 7. $P_{\text{изб. впр.}} = f(\alpha)$ для кулачков № 1а и № 1б.

Ввиду резко отличающейся $\alpha_{\text{под.}}$ у принятых двух типов $Q = f(\alpha)$ для обеспечения нормальных условий работы двигателя постоянное значение ϕ оказалось необходимым принять различным для каждого из них: $\phi = 8^\circ$ — для первого и $\phi = 18^\circ$ — для второго.

Данные, характеризующие действительное протекание процесса сгорания, — λ , P_z , τ_v — были получены непосредственным замером из индикаторных диаграмм, снятых пневмоэлектрическим индикатором ТЛ-3 МВТУ.

Проверка правильности предлагаемого способа расчета производилась посредством сопоставления значений величин λ и P_z , полученных расчетным и опытным путем.

Расчет λ и P_2 при вспышке топлива

Для расчета λ и P_2 должно быть установлено σ , образовавшихся за τ_v , вспышка которых и определит их значения на этом участке сгорания.

Определение σ

Для определения σ было принято, что скорость испарения всего топлива, поданного в камеру сгорания за определенный

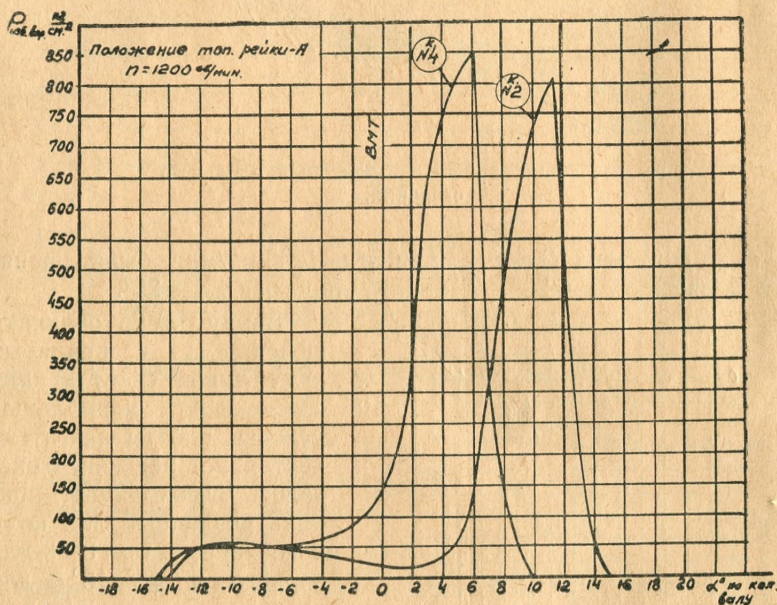


Рис. 8. $P_{изб. впр.} = f(\alpha)$ для кулачков № 2 и № 4.

промежуток времени, зависит от скорости испарения отдельных капель, на которые это топливо распыливается.

Общее же σ за период τ_v может быть получено суммированием σ , образовавшихся в результате испарения отдельных капель за это время.

Таким образом, для определения σ , образовавшихся за τ_v , должны быть установлены количество и размеры капель топлива, в результате испарения которых к моменту вспышки это σ было получено.

Исследованиями установлено [16, 17], что при впрыске струя топлива распадается на большое число мельчайших капель разных размеров. Было также установлено, что повышение $P_{впр}$ приводит к более мелкому распыливанию, которое в то же время является и более равномерным с точки зрения полученных размеров капель.

Следовательно, при данных размерах сопловых отверстий с изменением $P_{\text{впр}}$, как это имеет место при впрыске топлива в цилиндр двигателя, будет изменяться мелкость распыла и его равномерность, а следовательно, и σ , при прочих равных условиях.

При определении σ за период τ_v должно быть учтено испарение совокупности огромного множества капель разных размеров, представляющих собой факел распыленного топлива. При этом должно быть дополнительно учтено еще и то, что испарение в факеле существенно отличается от испарения единичной капли.

Определение σ , образовавшихся при испарении капель в факеле распыленного топлива, принадлежит к труднейшим и до сих пор нерешенным проблемам.

Для приближенного решения этого вопроса приходится прибегать к допущениям, в большей или меньшей мере отвечающим действительному характеру явлений.

Для распределения диаметров капель, получающихся при распыливании, Вырубов [18] предлагает следующее выражение:

$$\Omega = e^{-\xi^n},$$

где $\xi = \frac{x}{x_0}$ — относительный размер капли;

Ω — объемная (весовая) доля капель, диаметр которых больше x ;

x_0 — «характеристика размера», определяющая мелкость распыливания и равная диаметру капель, для которого $\Omega = \frac{1}{e} = 0,368$;

n — «характеристика распределения», определяющая равномерность распыливания, лежащая в пределах от 2 до 4.

Значительный диапазон изменения величины n не позволяет произвести с достаточной точностью расчет испаряемости факела топлива из-за отсутствия данных о зависимости n от факторов его определяющих и в первую очередь от $P_{\text{изб. впр.}}$. Кроме того, могут быть подвергнуты сомнению и самые пределы значений n , поскольку они зависят также и от ряда конструктивных параметров, определяющих качество распыливания топлива.

Так как мелкость распыливания при данных сопловых отверстиях зависит в наибольшей мере от $P_{\text{изб. впр.}}$, представляется целесообразным определять распределение диаметров капель, получающихся при распыливании, в зависимости от изменения $P_{\text{изб. впр.}}$ за время подачи топлива.

При этом можно принять, что топливо, поданное в цилиндр двигателя при том или ином $P_{\text{изб. впр.}}$, принятом постоянным

на отдельных элементарных участках $Q = f(\alpha)$, распыливается на капли одинакового размера.

При таком определении мелкости распыла, с учетом его изменения в зависимости от $P_{\text{изб. впр.}}$, необходимо определить размер капель топлива для отдельных элементарных участков $Q = f(\alpha)$.

Оценка мелкости распыливания по средним характеристикам может быть произведена: а) по среднему d капли [19]; б) по d капли со средним объемом [20]; в) по d капли со средней поверхностью [21].

С точки зрения определения σ удобнее принять характеристику по d капли со средней поверхностью, так как именно величина поверхности, при прочих равных условиях, определяет интенсивность нагрева капли через теплопередачу, а следовательно, и величину σ . Поэтому для расчета был принят метод определения d капель по d капли со средней поверхностью.

Суммарная поверхность всех капель, определенная этим методом, равна суммарной поверхности капель в реальном процессе распыливания. Отсюда следует, что и σ , подсчитанное по среднему размеру капель, определенных таким методом, может быть с достаточной точностью принято равным σ , образующемуся во время действительного процесса распыливания.

Определение $Q = f(\alpha)$ определялись опытным путем на специальной установке стробоскопического типа, сконструированной ЛАТД ХПИ, в условиях впрыска в атмосферу [22].

Полученные таким образом $Q = f(\alpha)$ были затем скорректированы с учетом противодействия в цилиндре двигателя, так как по имеющимся данным [23] при использовании распылителя с малым давлением начала впрыска, как это имело место в данном случае, $Q = f(\alpha)$ при впрыске в среду с противодействием будут несколько отличаться от полученных в условиях впрыска в атмосферу.

Примененный метод корректировки $Q = f(\alpha)$ [15] позволил добиться совпадения, с точностью до 2,5%, между количеством подаваемого на цикл топлива, подсчитанным по скорректированному $Q = f(\alpha)$, и действительно поданным на цикл и определенным по опытным данным при испытании двигателя. Такое совпадение значений, полученных расчетным и опытным путем, подтверждают достаточную точность принятых $Q = f(\alpha)$ и правильность методики их получения.

Для определения $Q = f(\alpha)$ на специальной установке необходимо было шестидырчатый распылитель, примененный при работе двигателя, заменить однодырчатым с эквивалентной гидравлической характеристикой.

Для получения же $P_{\text{изб. впр.}} = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$, где q — количество топлива в мм^3 от начала подачи; кроме того, необходимо было определить опытным путем величину коэф-

фициента истечения μ_c при впрыске топлива через сопловые отверстия.

Подбор однодырчатого распылителя и опытное определение μ_c было произведено [15] на другой специальной установке, сконструированной ЛАТД ХПИ [24].

На основании полученных опытным путем $Q = f(\alpha)$ и значения μ_c , которое оказалось возможным принять постоянным и равным $\mu_c = 0.73$, были затем построены кривые давлений впрыска $P_{впр.} = f(\alpha)$, для чего было использовано известное выражение для секундного расхода топлива

$$Q' = 10^4 \mu_c f_c \sqrt{2g \frac{P_{впр.}}{\gamma_T}}, \quad (1)$$

где $f_c = 11.3 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2$ — суммарная площадь сопловых отверстий.

С учетом противодействия в цилиндре двигателя были затем построены скорректированные $Q = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$, а по ним $P_{изб. впр.} = f(\alpha)$, которые и были приняты в основу расчета (рис. 7, 8).

Кроме качества распыливания, σ зависит также от условий в цилиндре двигателя во время впрыска, от времени испарения отдельных капель топлива и от свойств топлива.

Учет условий в цилиндре. Для учета влияния условий в цилиндре определялись давления P_c и температуры T_c в различные моменты впрыска и испарения топлива.

При этом P_c определялось непосредственным замером по индикаторным диаграммам, а T_c — по характеристическому уравнению

$$T_c = \frac{P_c V_c 10^4}{848 M}; \quad (2)$$

здесь V_c — объем камеры сгорания в м^3 в соответствующий момент, равный $V_c = V_{сж} + V_\alpha$,

где $V_{сж}$ — объем камеры сжатия, полученный непосредственным замером на двигателе;

$V_\alpha = \frac{D^2}{4} S_\alpha$ — объем, описанный поршнем от ВМТ до положения при соответствующем угле поворота коленвала α ,

где D — диаметр цилиндра в м ;

S_α — ход поршня, соответствующий α и равный [25]

$$S_\alpha = R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right]; \quad (3)$$

здесь R — радиус кривошипа в м ,

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где L — длина шатуна в м .

Число молей смеси M к моменту вспышки, если пренебречь σ , ввиду незначительности его доли в общем количестве горючей смеси, может быть определено из выражения

$$M = M_v (1 + \gamma), \quad (4)$$

где M_v — число молей воздуха,
 γ — коэффициент остаточных газов.

Число молей воздуха определяется из выражения

$$M_v = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} - \frac{g_{O_2}}{32} \right) \cdot G_0, \quad (5)$$

где g_c , g_{H_2} , g_{O_2} — весовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе;

$$G_0 = \frac{G_T}{30nL} \text{ — количество топлива в кг/цикл,}$$

$$\alpha = \frac{G_v}{l_0 G_T},$$

где G_v — часовой расход воздуха в кг/час, определенный опытным путем;

l_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кг/кг топлива.

γ определяется из выражения:

$$\gamma = \frac{P_r T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) P_0 T_r}, \quad (6)$$

где P_r и T_r — давление и температура остаточных газов;
 P_0 и T_0 — давление и температура воздуха на впуске.

С незначительной погрешностью, с точки зрения скольких-нибудь существенных изменений в получаемых результатах, можно принять для данного двигателя: $P_r = 1,1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ [26]. Значение T_r можно принять равным температуре выхлопных газов, определяемой опытным путем.

Коэффициент наполнения определялся из соотношения

$$\eta_v = \frac{V'_h}{V_h},$$

где V'_h — объем действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр, приведенный к P_0 и T_0 и определяемый из характеристического уравнения $P_0 V'_h = 848 M_v T_0$;

V_h — рабочий объем цилиндра.

Определение d капель. Для определения d капель было принято выражение [27], полученное методом анализа размерностей величин, определяющих распыливание топлива, которое отвечает современным представлениям о том, что процесс распыливания зависит от характера движения топлива в каналах

сопловых отверстий и осуществляется путем преодоления сил поверхностного натяжения силами аэродинамического сопротивления среды и турбулентных пульсаций в каналах сопловых отверстий.

При этом сделано предположение, что величина суммарной поверхности всех капель определяется полученными d капель, силами аэродинамического сопротивления и силами поверхностного натяжения [27].

Для оценки турбулентных пульсаций в каналах сопловых отверстий введена размерная постоянная C , имеющая размерность в единицах длины, которая учитывает влияние на d капель диаметра сопловых отверстий, определяющего турбулентное движение.

Исходное выражение для определения d капель получается в результате анализа процессов, происходящих при впрыске:

$$F = f(R, \alpha_n, d, C), \quad (7)$$

где F — суммарная поверхность капель;

R — сила сопротивления;

α_n — коэффициент поверхностного натяжения.

Из анализа размерностей получается следующая зависимость этих величин:

$$F = \left(\frac{R}{\alpha_n}\right)^2 \left(\frac{d}{C_1}\right)^4 M^2, \quad (8)$$

где $C_1 = \frac{1}{C^4}$.

F капель можно определить из выражения

$$F = \pi d^2 m; \quad (9)$$

здесь m — число капель, равное $m = \frac{6g_T}{\pi d^3 \gamma_T}$,

где γ_T — удельный вес топлива;

g_T — вес впрыснутого топлива.

R определяется из выражения аэродинамики [27]

$$R = \xi_x S \rho W^2 \kappa g; \quad (10)$$

здесь ξ_x — коэффициент, равный при такой записи формулы $\xi_x = \frac{1}{2} C_x$, где C_x — коэффициент сопротивления.

Значение C_x может быть определено по опытной кривой зависимости $C_x = f(Re)$ для шаров [27].

Число Re может быть найдено, если подсчитать при $\frac{l}{d} \leq 4$ значение скорости истечения топлива из выражения

$$W = \mu_c \sqrt{\frac{2g}{\gamma_T} P_{изб. \text{ впр}} 10^4}. \quad (11)$$

Кроме того, должно быть определено значение кинематической вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где μ — динамическая вязкость воздуха в $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$,
 ρ — плотность воздуха в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$.

Значение μ может быть определено из выражения [26]:

$$\mu_t = \mu_0 \frac{1 + \frac{C}{273}}{1 + \frac{C}{273 + t}} \sqrt{\frac{t + 273}{273}} \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}, \quad (12)$$

где μ_0 — коэффициент вязкости воздуха;

C — константа для воздуха;

T — температура, которая может быть принята равной

$$T = 273 + t = 288^\circ \text{K}.$$

Как это следует из опытной кривой [27], значение ξ_x не является постоянным. Так, для чисел Re до 2000, при диаметре сопловых отверстий $d_c = 0,165 \text{ мм}$ и $P_{\text{изб. впр.}}$ — до $100 \text{ кг}/\text{см}^2$ его можно считать постоянным и равным $\xi_x = 0,23$, а для чисел Re — от 2000 до 8000 и $P_{\text{изб. впр.}}$ от 100 до $1400 \text{ кг}/\text{см}^2$ оно может быть принято равным $\xi_x = 0,17$.

В формуле (10) S — сечение миделя всей поверхности капель, которая может быть выражена, как лобовая площадь сечения каждой капли, умноженная на число капель m .

Из исходного выражения (7) после подстановки значений отдельных величин и некоторых преобразований получается окончательно выражение

$$d = C_2 \gamma_T \sqrt[3]{\left(\frac{\alpha_n}{\xi_x \gamma_B P_{\text{изб. впр.}}} \right)^2 \frac{1}{10^8}} \text{ мм}, \quad (13)$$

где C_2 — значение размерной постоянной, устанавливается путем сопоставления с опытными данными; при расчете оно оказалось равным

$$C_2 = 9,8 \cdot 10^{-3}.$$

Применение этого выражения дает хорошее совпадение с опытными данными.

При расчете d по этой формуле γ_B может быть принято постоянным и равным его величине при средних значениях T и P в цилиндре двигателя за период τ_B .

Погрешность при этом приводила лишь в крайних случаях к отклонениям в размерах капель на 7—8%, что не оказывало сколько-нибудь существенного влияния на σ , образующихся за τ_B , а следовательно, и на результаты всего расчета.

Расчет испаряемости отдельной капли. Расчет испаряемости отдельной капли был произведен по методу Вырубова [18], который соответствует современным представлениям о процессе испарения капель топлива и дает результаты, достаточно точно совпадающие с опытными данными.

В основу этого метода принято предположение об изотермическом равновесном испарении всего топлива, что, в свою очередь, основано на предположении о мгновенном нагреве поверхностного слоя капель до температуры равновесного испарения. При этом не принимаются во внимание особенности теплообмена в период торможения капель, т. е. делается еще одно предположение об отсутствии относительных скоростей между каплей и воздухом в течение всего периода испарения.

Таким образом, процесс испарения рассматривается, как изотермический, при значении критерия $N_{\alpha} = 2$, т. е. в условиях кондуктивного теплообмена и молекулярной диффузии [28].

Для расчета испаряемости отдельной капли прежде всего должна быть определена температура равновесного испарения, в зависимости от условий, ее определяющих.

После этого можно будет определить степень испарения капли в долях первоначального объема, а следовательно, и σ , образовавшихся при ее испарении за необходимый промежуток времени.

Температура равновесного испарения — t_k . Температура равновесного испарения может быть определена, если принять, что количество тепла, подведенного к капле, равно количеству тепла, затрачиваемого на нагрев жидкости, на испарение и перегрев паров топлива. В этом случае температура может быть найдена из выражения

$$\alpha \Theta = \beta \Delta p \Delta i, \quad (14)$$

где α — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{час}$;
 $\Theta = (t_c - t_k)$ — разность температур среды (воздуха) и капли (температуры испарения) в $^{\circ}\text{C}$;

β — коэффициент испарения, отнесенный к разности парциальных давлений, в $1/\text{час}$;

$\Delta p = p - p_0$ — разность парциальных давлений: давления p на поверхности капли соответствующего температуре испарения и p_0 — в окружающем воздухе.

Полагая $p_0 = 0$, принимаем $\Delta p \approx p$, в $\text{кг}/\text{м}^2$; Δi — увеличение теплосодержания топлива в $\text{ккал}/\text{кг}$, равное

$$\Delta i = i_n + i_{\text{пер}} - i_0,$$

где i_n — теплосодержание насыщенных паров при температуре испарения, которое для принятого топлива [18] определяется из соотношения $i_n = 60 + 0,56 t_k$;

$i_{\text{пер}}$ — тепло перегрева паров [18]:

$$i_{\text{пер}} = C_n \frac{\Theta}{2} = \frac{C_n(t_c - t_k)}{2},$$

где C_n — теплоемкость паров топлива;

i_0 — теплосодержание жидкого топлива при температуре впрыска t_{k_0} , т. е. $i_0 = C_m t_{k_0}$.

При расчете теплоемкости жидкого топлива и его паров могут быть приняты [18] постоянными и равными:

$$C_m = 0,6 \text{ и } C_n = 0,5 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.}$$

Температура топлива при впрыске может быть принята $t_{k_0} = 50^\circ\text{C}$.

Для кондуктивного теплообмена и молекулярной диффузии при $Nu = 2$ выражение (14) становится таким:

$$\lambda \Theta = K_p p \Delta i, \quad (15)$$

где K_p — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциальных давлений в м/час ;

λ — коэффициент теплопроводности среды (воздуха) в $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$, зависящий от температуры воздуха.

Зависимость упругости пара от температуры с достаточной точностью может быть выражена уравнением [29, 30]

$$p = A e^{-\frac{B}{T_k}}, \quad (16)$$

где A и B — константы, характеризующие свойства топлива, могут быть для данного топлива [18] приняты равными:

$$A = 6 \cdot 10^7 \text{ кг/м}^2 \text{ и } B = 4,15 \cdot 10^3 \text{ град. абс.}$$

Подставив выражение (16) в уравнение (15), получим выражение для определения температуры равновесного испарения t_k :

$$\lambda(t_c - t_k) = K_p \Delta i A e^{-\frac{B}{t_k + 273}} \quad (17)$$

Применительно к температурам в цилиндре двигателя могут быть определены [31] значения λ :

а) до $t_c = 1000^\circ\text{C}$ — по данным Варгафтика и

б) при $t_c > 1000^\circ\text{C}$ — по данным Михеева.

Коэффициент диффузии при t_k и давлении среды p_c ата может быть [27] определен из выражения:

$$K_p = K_{p_0} \frac{T_k}{273 p_c},$$

где K_{p_0} — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциальных давлений при 0°C и 1 ата, который для принятого топлива [18] равен: $K_{p_0} = 0,121 \cdot 10^{-4} \text{ м/час}$.

Из анализа выражения (17) следует, что при определенных значениях t_c и p_c в цилиндре двигателя соответствующие значения t_k проще всего могут быть определены методом подбора.

Степень испарения капли в долях первоначального объема (веса)

Количество испаряющегося топлива может быть написано в виде

$$dG = \beta f p d\tau \text{ кг} \quad (18)$$

где f — поверхность капли в m^2 ,
 τ — время в часах.

В условиях молекулярной диффузии коэффициент испарения при диаметре капли d [18]

$$\beta = \frac{2K_p}{d} \quad \beta = \frac{Nu \cdot K_p}{d}$$

Если принять, что d — диаметр капли в начальный момент, а d_τ — диаметр капли через промежуток времени τ часов, и учесть при этом, что переменный объем капли $\frac{\pi d_\tau^3}{6}$ и соответственно поверхность πd_τ^2 , то выражение (17) можно привести к следующему виду:

$$\frac{\pi}{6} \gamma_m d (d_\tau^3) = \frac{2K_p}{d_\tau} \pi d_\tau^2 p d\tau. \quad (19)$$

Отсюда скорость испарения капли равна

$$\frac{d(d_\tau^3)}{d\tau} = \frac{12K_p p}{\gamma_m} d_\tau. \quad (20)$$

Для условий изотермического испарения $\frac{12K_p p}{\gamma_m} = K' = \text{const}$. Отсюда следует, что скорость испарения капли, как это и принимается различными исследователями [18, 32], может быть принята пропорциональной только диаметру капли:

$$\frac{d(d_\tau^3)}{d\tau} = K' d_\tau. \quad (21)$$

Из этого выражения можно найти зависимость изменения диаметра капли во времени.

Для этого преобразуем его к виду

$$\frac{3d_\tau^2}{2} \frac{d(d_\tau)}{d\tau} = K' d_\tau, \text{ или } \frac{3d_\tau}{2} \cdot d(d_\tau) = K' d\tau,$$

и затем, проинтегрировав, получим

$$\frac{3}{2} \int_{d_0}^{d_\tau} d_\tau \cdot d(d_\tau) = \int_0^\tau K' d\tau, \text{ или } -\frac{3}{2} (d_\tau^2 - d_0^2) = K' \tau.$$

Окончательно

$$d_z^2 = d^2 - K\tau, \quad (22)$$

где $K = \frac{2}{3} K' = \frac{8K_{pp}}{\gamma_m}.$

Из этого уравнения при $d_z = 0$ получим время полного испарения капли:

$$\tau_0 = \frac{d^2}{K} \text{ часов.} \quad (23)$$

Основываясь на опытных данных, для определения времени частичного испарения Вырубовым предложена следующая зависимость:

$$\tau = \tau_0 [1 - (1 - Q_{\text{исп.}})^{\frac{2}{3}}], \quad (24)$$

где $Q_{\text{исп.}}$ — степень испарения в долях первоначального объема (веса).

Из этого выражения, определив предварительно τ_0 , соответствующее условиям испарения в цилиндре двигателя, и принимая τ равным времени, в течение которого капля фактически испаряется в пределах рассматриваемого τ_b , можно определить $Q_{\text{исп.}}$ для капель разных диаметров.

Диаметр неиспарившейся части капли к концу τ_b , для расчета ее испарения в течение исследуемого периода, определялся из приведенного выше выражения (22).

Определение σ , образовавшихся за период τ_b

Для определения σ часть $Q = f(\alpha)$, соответствующая τ_b , делилась на элементарные участки в $1-2^\circ$ угла поворота коленчатого вала, для каждого из которых определялось весовое количество топлива, ему соответствующее, и d капель, на которые это топливо распыливается.

При известных d капель и τ от поступления топлива в цилиндр двигателя до момента воспламенения производился затем расчет $Q_{\text{исп.}}$ для каждого из d капель, а следовательно, и весового количества паров для каждого элементарного участка $Q = f(\alpha)$.

Суммированием количеств паров топлива, полученных для всех элементарных участков, определялось общее σ за период τ_b . Результаты произведенных расчетов приведены в таблице 1.

Значения P_c и V_c , а также вычисленные по ним все остальные величины, необходимые для расчета σ , принимались средними в интервале от момента поступления капель данного размера до окончания τ_b т. е. значения P_c и V_c определялись для угла $\alpha_{\text{ср.}}$.

Угол $\alpha^\circ_{\text{ср}}$ определялся из выражения $\alpha^\circ_{\text{ср}} = \varphi^\circ - \frac{\beta^\circ}{2}$, где φ° — угол от начала впрыска до ВМТ, а β° — угол от начала впрыска до окончания τ_v (рис. 9).

Определение τ_v . Продолжительность τ_v определялась из анализа индикаторных диаграмм как время от начала впрыска до момента отрыва линии сгорания от линии сжатия.

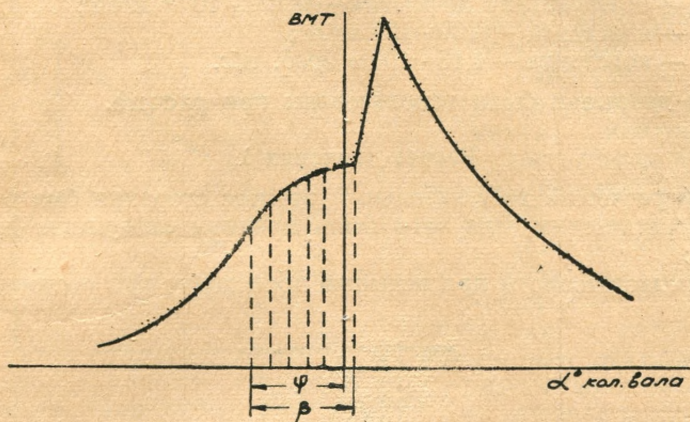


Рис. 9. Схема деления индикаторной диаграммы на элементарные участки.

Отметка начала впрыска на индикаторных диаграммах производилась путем откладывания от ВМТ угла φ° , определенного по скорректированному $Q = f(\alpha)$. Момент отрыва линии сгорания от линии сжатия устанавливался по индикаторным диаграммам там, где имело место резкое повышение давления при вспышке топлива.

Значения полученных таким образом τ_v оказались почти такими же, как и у других исследователей [33] в аналогичных условиях (табл. 2).

Таблица 2
Значения τ_v при работе с опытными кулачками
($n = 1200$ об/мин.)

№ кулака	τ_v		φ° угол опер. подачи	τ_v по данным Е. А. Чудакова и К. И. Генкина [33]
	в ° коленвала	в сек. 10^4		
1а	7,0	9,72	7,0	τ_v в ° коленвала — 9, или $12,5 \cdot 10^{-4}$ сек, при $n = 1200$ об/мин, максим. подаче топливе и $\varphi^\circ = 15,5$
1б	7,6	10,55	5,6	
2	9,7	13,50	14,4	
4	9,3	12,90	14,0	

Примечание. Значения τ_v определялись по скорректированным $Q = f(\alpha)$.

Сорт топлива. При испытании двигателя было использовано обычное дизельное топливо, анализ которого показал, что по своим показателям оно аналогично топливу Г, для которого известны [18] значения необходимых расчетных констант для определения σ , образующихся в цилиндре двигателя:

γ_m — удельный вес — 850 кг/м^3 ;

K_{p0} — коэффициент диффузии — $0,121 \cdot 10^{-4} \text{ м/час}$;

A — константа — $6,00 \cdot 10^7 \text{ кг/м}^2$;

B — константа — $4,15 \cdot 10^3 \text{ в град. абс.}$

Эти данные и были использованы при расчете.

Расчет значения λ

При расчете λ действительный процесс сгорания был заменен теоретическим, для чего были приняты следующие допущения:

а) подвод теплоты при вспышке происходит при постоянном объеме;

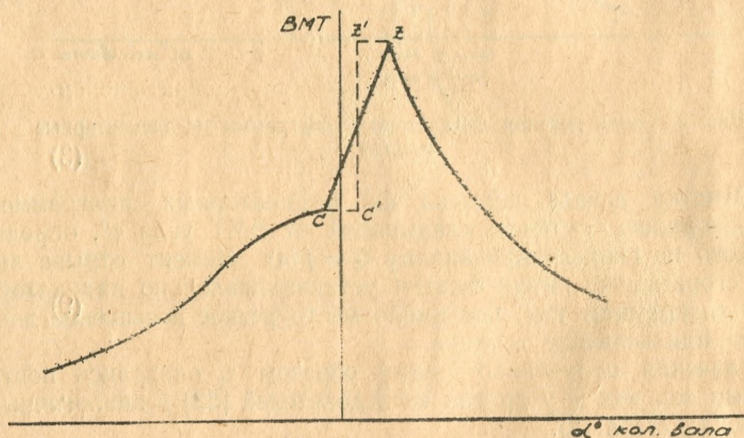


Рис. 10. Схема замены действительного участка сгорания при вспышке топлива.

б) процесс сгорания начинается в момент резкого подъема давления в цилиндре двигателя;

в) потери тепла в течение вспышки не учитываются.

Принятые допущения не могут дать больших погрешностей при определении λ , так как в действительном рабочем процессе повышения давления при резких вспышках происходит почти мгновенно, а тепловые потери по своей величине незначительны.

Специально произведенный известным методом [34] расчет тепловых потерь для одного из $Q = f(\alpha)$ показал, что тепловые потери за время вспышки составляют всего 2—3% от количества тепла, выделившегося при вспышке.

В результате участок индикаторной диаграммы, соответствующей вспышке топлива, заменялся по схеме, учитывающей принятые допущения (рис. 10). При построении этой схемы линия постоянного объема проводилась посередине участка, соответствующего вспышке топлива, что обеспечивало наибольшее приближение получаемых при расчете значений параметров к действительным.

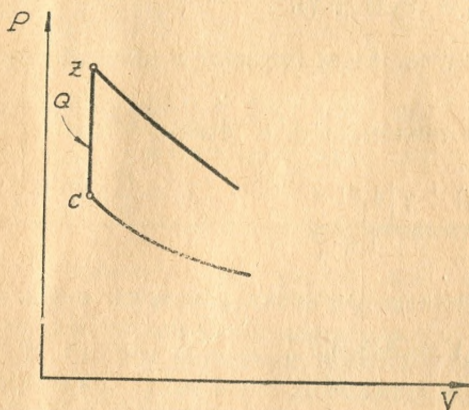


Рис. 11. Схема изохорического процесса сгорания.

Давление начала и конца вспышки на этой линии изображалось путем нанесения на нее действительных их значений.

Для расчета λ был использован известный метод [14] с дополнениями и уточнениями, соответствующими принятым допущениям.

Исходя из схемы изохорического процесса и используя уравнение теплового баланса, выражающего первый закон термодинамики, можно записать (рис. 11):

$$Q = U_z - U_c + AL_{z-c}, \quad (25)$$

где

$$L_{z-c} = P(V_z - V_c) = 0.$$

Поэтому

$$Q = U_z - U_c. \quad (26)$$

Считая, что количество тепла, выделившегося при вспышке, определяется количеством тепла при сгорании σ , образовавшихся к моменту вспышки, запишем:

$$Q = \sigma H, \quad (27)$$

где H — низшая теплотворная способность топлива в ккал/кг.

Изменение внутренней энергии для точек c и z определяется из выражения

$$U_z - U_c = M_z mc_{vm_z} t_z - M_c mc_{vm_c} t_c, \quad (28)$$

где $M_z = \mu M_c$ и μ — коэффициент молекулярного изменения.

Средняя молекулярная теплоемкость смеси воздуха и продуктов сгорания [34]

$$mc_{vm_z} = \left(4,91 + 0,53 \frac{x}{\alpha} \right) + \frac{1}{2} \left(106 + \frac{34x}{\alpha} \right) 10^{-5} t_z,$$

где

$$x = \frac{\sigma}{G_0}.$$

Число молей M_c , соответствующее точке начала вспышки:

$$M_c = M_B (1 + \gamma),$$

где M_B — число молей воздуха, засасываемого в цилиндр двигателя.

Средняя молекулярная теплоемкость в точке c

$$mc_{vmc} = \frac{(4,91 + 53 \cdot 10^{-5} t_c) + \gamma \left[4,91 + \frac{0,53}{\alpha} + \left(53 + \frac{17}{\alpha} \right) 10^{-5} t_c \right]}{1 + \gamma}.$$

Написав характеристические уравнения для точек c и z :

$$P_z V_z = 848 M_z T_z,$$

$$P_c V_c = 848 M_c T_c$$

и считая, что $V_z = V_c$; $\frac{P_z}{P_c} = \lambda$ и $M_z = \mu M_c$, получаем для T_z зависимость $T_z = \frac{\lambda}{\mu} T_c$, или $t_z = \frac{\lambda}{\mu} (t_c + 273) - 273$.

Подставив выражения для t_z и M_z в уравнение (28) для определения $U_z - U_c$, получим:

$$U_z - U_c = \sigma H = M_c mc_{vmz} [\lambda T_c - 273 \mu] - M_c mc_{vmc}. \quad (29)$$

Из этого уравнения методом подбора можно определить значение λ .

Расчет значений P_z

Значения P_z определяются начальным давлением при вспышке топлива и величиной λ .

При расчете начальное давление P_c определялось опытным путем по индикаторным диаграммам, а величина λ — опытным и расчетным путями.

Данные для определения расчетного значения λ и P_z для четырех $Q = f(\alpha)$ сведены в таблицу (табл. 3), где также приведены опытные значения этих величин. Сравнение значений λ и P_z , полученных опытным и расчетным путями, показало относительно хорошую их сходимость.

Аналогичные результаты были получены и для различных ε . Отклонение расчетных и опытных значений для всех ε и $Q = f(\alpha)$ колеблется в пределах 0,5—12%.

Данные для определения λ и P_z

№ ку-ла-ка	Вид подачи	ε	Угол ко-ленвала	$\tau_v 10^4$, сек.	$\sigma 10^5$, кг	σ % от G_0	λ рас-чет-ная	λ опы-тная	P_z , кг/см ² расч.	P_z , кг/см ² опыт-ное	По-грешн. P_z %
1а	Обычный	16	7,0	9,72	2,33	49,0	2,16	1,93	84,5	75,5	11,2
1б	»	16	5,6	10,55	2,11	43,7	2,05	1,80	79,8	70,0	11,4
2	Ступен-чатый	16	14,4	13,50	0,70	15,6	1,40	1,39	52,3	52,0	0,5
4	»	16	14,0	12,90	0,63	14,3	1,35	1,34	51,2	50,8	1

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Произведенный расчет дает величины давления при вспышке топлива того же порядка, какие были получены при опытном исследовании двигателя.

2. То, что расчетные значения при больших значениях σ несколько превышают опытные, не опорачивает принятого метода, а наоборот, подтверждает его правильность, поскольку расчет был проведен для «теоретического» участка вспышки топлива без учета потерь на теплоотдачу стенкам и диссоциацию, и без исключения части паров топлива, которая не может быть вовлечена в сгорание из-за неравномерного его распределения в объеме воздуха.

3. Можно считать, что расчет подтвердил предположение, что параметры процесса сгорания при вспышке топлива — λ и P_z — определяются в основном количеством σ , образовавшихся в цилиндре двигателя за период τ_v к началу вспышки.

4. Это подтверждение, разумеется, имеет лишь предварительный характер, поскольку оно основывается на ориентировочном расчете, произведенном для одного двигателя, хотя и при различных ε и $Q = f(\alpha)$, определяющих качество смесеобразования.

5. Примененный метод расчета увязывает параметры топливоподающей системы с условиями в цилиндре и поэтому может быть применен как для решения прямой задачи — при всех известных параметрах для расчета вспышки топлива, так и для обратной — при заданных параметрах вспышки для подбора соответствующих $Q = f(\alpha)$, σ и φ .

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Гриневецкий. Тепловой расчет рабочего процесса (дополнение к книге Гюльднер «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания»), М., 1907.

2. Е. К. Мазинг. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, ОНТИ, М.—Л., 1937.

3. А. В. Квасников. Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания, Госэнергониздат, М.—Л., 1933.

4. В. М. Тареев. Справочник по тепловому расчету двигателей внутреннего сгорания, Изд-во Министерства речного флота СССР, М.—Л., 1947.

5. К. Нейман. Кинетический анализ процесса сгорания в двигателях дизеля.

6. Н. В. Иноземцев. Физико-химическое исследование и расчет рабочего процесса быстроходного дизеля, «Дизелестроение», 1939, № 4—7.

7. М. Я. Кушурь. Исследование процесса сгорания в дизелях, «Дизелестроение», 1940, № 2—3.

8. Б. Г. Либрович. О физико-химическом расчете рабочего процесса в дизелях, Сб. МВТУ «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов», 1946.

9. Н. Р. Брилинг, М. М. Вихерт, И. И. Гутерман. Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.

10. А. Ротрок и Уолдрон. Испарение топлива и его влияние на процесс сгорания в быстроходных дизелях. Сб. монографий по иностр. лит-ре ДВС, т. III, 1937.

11. В. Венцель. Процесс воспламенения в бескомпрессорных дизелях. Сб. монографий по иностр. лит-ре ДВС, т. III, 1937.

12. Д. Н. Вырубов. Смесеобразование в двигателях дизеля. Сб. МВТУ «Рабочие процессы ДВС и их агрегатов», 1946.

13. Я. М. Майер. Конструкция и расчет опытного одноцилиндрового дизеля «2 м» с непосредственным впрыском (пояснительная записка к проекту), ХММИ, кафедра тракторостроения, Харьков, 1947.

14. Г. Н. Кидина. Исследование влияния степени сжатия на работу четырехтактного быстроходного дизеля с неразделенной камерой сгорания. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук, ХПИ им. В. И. Ленина. Харьков, 1953.

15. В. Ф. Гроза. Исследование влияния закона подачи топлива на работу быстроходного дизеля. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук, ХПИ им. В. И. Ленина, Харьков, 1956.

16. Ф. Засс. Бескомпрессорные двигатели дизеля, ОНТИ, 1935.

17. Д. У. Ли и Р. Спенсер. Исследование топливных струй по микрофотографиям. Сб. монографий по иностранной литературе ДВС, т. 1, 1936.

18. Д. Н. Вырубов. О методике расчета испарения топлива, МВТУ, ДВС, сб. 25, Машгиз, 1954.

19. Б. Г. Либрович, С. Н. Поздняков. Тепловозные двигатели, ОНТИ, 1937.

20. И. В. Астахов. Приближенный метод оценки конуса распыла, дальности и мелкости струй топлива бескомпрессорного дизеля, «Дизелестроение», 1939, № 10—12.

21. И. А. Беличенко. Исследование запаздывания воспламенения в двухтактном быстроходном дизеле. Канд. дисс., ХАИ, Харьков, 1939.

22. Я. М. Майер. Установка для определения закона подачи топлива, ХММИ, кафедра тракторостроения, Харьков, 1948.

23. А. И. Толстов, К. В. Шмигельский и др. Исследование влияния конструктивных факторов впрыскивающей системы и оборотов топливного насоса на процессы подачи топлива и сгорания, Труды ЦИАМ, вып. 26, Оборонгиз, 1938.

24. Я. М. Майер, Б. Б. Левитан. Установка для снятия гидравлической характеристики распылителей и форсунок быстроходных дизелей, ХММИ, кафедра тракторостроения, Харьков, 1949.

25. И. Ш. Нейман. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов. Справочник, ч. II. Труды ЦИАМ, вып. 3, ОНТИ, Госмашметиздат, 1934.

26. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, (книга первая), 1947.

27. Е. В. Красноперов. Экспериментальная аэродинамика, ч. I, II. Транспечать НКПС, 1936, ОНТИ НКТП СССР, 1935.

28. Д. А. Франк-Каменецкий. Диффузия и теплопередача в химической кинетике, АН СССР, 1947.
29. Д. Н. В ы р у б о в. О методике расчета процесса смесеобразования, Технический бюллетень ЦИАМ № 3, 1949.
30. А. С. И р и с о в. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования, Гостоптехиздат, 1955.
31. М. А. М и х е е в. Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.
32. R. P r o b e r t. «Philos. Mag.», 37, № 265 (1946).
33. Академик Е. А. Ч у д а к о в, К. И. Г е н к и н. Транспортный газовый двигатель с внутренним смесеобразованием, АН СССР, М. 1954.
34. Н. М. Г л а г о л е в. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1950.
-