

УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ ДИЗЕЛЯ

В.Г. Камалтдинов, к. т. н.

Южно-Уральский государственный университет

Для исследования влияния параметров рабочего тела в цилиндре на момент воспламенения топлива на пусковых режимах дизеля разработана уточненная методика их расчета. В ее основу положено новое уравнение текущего давления в цилиндре двигателя. По форме оно подобно уравнению проф. И.И. Вибе, но учитывает изменение массы рабочего тела и теплоотдачу в стенки цилиндра.

Обеспечение работоспособности транспортных дизелей при низких температурах окружающей среды (до уровня 248 К) предполагает надежный пуск без применения средств дополнительного прогрева [1]. Особенно остро рассматриваемая проблема стоит для форсированных транспортных дизелей с пониженной степенью сжатия. Для решения этой проблемы в ГСКБ «Трансдизель» ПО ЧТЗ и на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета были разработаны мероприятия по обеспечению надежного воспламенения и эффективного сгорания топлива на режимах холодного пуска дизелей специального назначения (типа В-2 и 2В) 12ЧН15/18 и 2В-06-2. Одним из этапов работы являлось проведение расчетно-теоретических исследований влияния параметров рабочего тела в цилиндре (давления, температуры и состава) на момент воспламенения топлива на пусковых режимах.

Известные методики расчета параметров рабочего тела в ДВС [2–4 и др.] по разным причинам не отвечали специфике работы танкового дизеля, которая характеризуется и неравномерной частотой вращения коленчатого вала с большими утечками рабочего тела через цилиндропоршневой зазор и с подачей сжатого пускового воздуха в цилиндр. В них не учитывались либо переменность рабочего тела, либо неравномерность вращения коленчатого вала, либо влияние системы воздухопуска, либо характер теплообмена с холодными стенками объема сжатия, либо фазы газораспределения и другие особенности холодного пуска форсированного транспортного дизеля.

На кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета исторически сложилось так, что при исследованиях



рабочего процесса широко применяется методика расчета параметров рабочего тела, разработанная проф. И.И. Вибе [5]. Эта методика очень удобна для численного интегрирования при расчетах в теории рабочих процессов и анализе рабочего цикла по индикаторной диаграмме на стационарных режимах работы дизелей. Однако она не учитывает изменение массы рабочего тела и частоты вращения коленчатого вала, а теплообмен со стенками объема сжатия моделирует по политропическому закону. Поэтому для проведения расчетно-теоретических исследований на пусковых режимах форсированного транспортного дизеля разработана уточненная методика расчета параметров рабочего тела, в основу которой положено новое уравнение текущего давления в цилиндре двигателя. По форме оно подобно уравнению проф. И.И. Вибе, но учитывает изменение массы рабочего тела как за счет утечек рабочего тела, так и поступления сжатого воздуха из системы воздухопуска, например при комбинированном запуске танкового дизеля.

Вывод нового аналитического выражения для расчета давления рабочего тела производился на основе известного уравнения первого закона термодинамики для открытой системы в виде, предложенном В.И. Ивиным [6]:

$$dQ + dE_m = dU + dL, \quad (1)$$

где dQ — теплота, подведенная (отведенная) к рабочему телу; $dQ = dQ_{cr} - dQ_{т.о}$ (dQ_{cr} — теплота, выделившаяся при сгорании топлива; $dQ_{т.о}$ — теплота, отведенная от рабочего тела (теплообмен со стенками, при нагреве и испарении топлива и другие)); dE_m — изменение энергии системы, вызванное изменением массы рабочего тела в цилиндре, без учета кинетической энергии входящих и выходящих газов, $dE_m = i_{вн} dm_{вн} - i_{в} dm_{в}$ ($i_{вн}$, $i_{в}$ и $dm_{вн}$, $dm_{в}$ — удельные энтальпии и из-

менения массы рабочего тела за счет входящих (впускных) в цилиндр и выходящих из него газов соответственно); dU — изменение внутренней энергии рабочего тела в цилиндре, $dU = d(um) = udm + mdu$. Здесь u , m и du , dm — удельная внутренняя энергия и масса рабочего тела и их изменения соответственно, причем $dm = dm_{\text{вп}} - dm_{\text{в}}; dL$ — работа, совершаемая рабочим телом, $dL = pdV = pmdv + pvdm$ (p , V и v , dv — давление, объем и удельный объем рабочего тела в цилиндре и его изменение соответственно).

Выражение для изменения удельной внутренней энергии рабочего тела $du = d(c_v T) = dc_v T + c_v dT$ после пренебрежения членом $dc_v T$ (ввиду более высокого порядка малости dc_v по сравнению с dT) и подстановки показателя адиабаты $k = c_p/c_v$ совместно с уравнением Майера $c_p - c_v = R$ преобразуется к следующему виду:

$$du = \frac{c_v}{R} (pdv + vdp) = \frac{1}{k-1} (pdv + vdp). \quad (2)$$

После замены членов исходного уравнения (1) их составляющими с учетом уравнения (2), получено следующее уравнение приращения давления рабочего тела в цилиндре двигателя в зависимости от объема и массы рабочего тела (при утечках из объема сжатия и воздухопуске), тепловыделения внутри цилиндра и теплообмена со стенками объема сжатия:

$$dp = \frac{\frac{dQ_{\text{сг}} - dQ_{\text{т.о}} - pdv \frac{k}{k-1} - (i - i_{\text{вп}}) \frac{dm_{\text{вп}}}{m}}{v}}{k-1}, \quad (3)$$

где i — удельная энтальпия газов в цилиндре, $i = i_{\text{в}} = u + pv$.

Для удобства вычисления давления на любом элементарном участке рабочего цикла с началом в т. 1 и окончанием в т. 2 уравнение (3) преобразовано (при допущении однородности рабочего тела и малости шага расчета) с учетом следующих соотношений:

$$\begin{aligned} dp &= p_2 - p_1; p = \frac{p_1 + p_2}{2}; \\ dm_{\text{вп}} &= \Delta m_{\text{вп}1-2}; dm_{\text{в}} = \Delta m_{\text{в}1-2}; \\ m_2 &= m_1 + \Delta m_{\text{вп}1-2} - \Delta m_{\text{в}1-2}; \\ v_1 &= \frac{V_1}{m_1}; v_2 = \frac{V_2}{m_2}; dv = v_2 - v_1; \\ v &= \frac{v_1 + v_2}{2}; m = \frac{m_1 + m_2}{2}; i = \frac{i_1 + i_2}{2}; i_{\text{вп}} = \frac{i_{\text{вп}1} + i_{\text{вп}2}}{2}; \\ k &= k_{1-2}; dQ_{\text{сг}} = \Delta Q_{\text{сг}1-2}; dQ_{\text{т.о}} = \Delta Q_{\text{т.о}1-2}. \end{aligned}$$

В результате получено уравнение для определения давления рабочего тела переменной массы в конце элементарного участка расчета (т. 2):

$$p_2 = \frac{\frac{4(\Delta Q_{\text{сг}1-2} - \Delta Q_{\text{т.о}1-2})}{m_1 + m_2} + p_1 \left(v_1 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_2 \right) + \frac{(i_{\text{вп}1} + i_{\text{вп}2} - i_1 - i_2) \Delta m_{\text{вп}1-2}}{m_1 + m_2}}{v_2 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_1} \quad (4)$$

Если исключить подачу сжатого воздуха в цилиндр двигателя ($\Delta m_{\text{вп}1-2} = 0$) при воздухопуске и утечки из него рабочего тела ($m_1 = m_2$), то уравнение (4) преобразуется к виду, полученному проф. И.И. Вибе для процесса сгорания при постоянной массе рабочего тела [5].

На основании уравнения (4) разработана методика расчета параметров рабочего тела в цилиндре двигателя, которая позволяет, начиная с параметров в конце впуска, по элементарным участкам от т. 1 до т. 2 с шагом $\Delta \varphi_{1-2}$ по углу поворота коленчатого вала рассчитывать текущие значения давления, температуры и массы в тактах сжатия и расширения аналогично расчету процесса сгорания проф. И.И. Вибе [5]. При переходе от одного элементарного участка к следующему рассчитанные параметры конца предыдущего участка (с индексом 2) последовательно становятся начальными для текущего участка (с индексом 1).

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива на расчетном участке рабочего цикла (от т. 1 до т. 2), определялась по известному выражению:

$$\Delta Q_{\text{сг}1-2} = m_{\text{т.сг}1-2} \xi H_u,$$

где $m_{\text{т.сг}1-2}$ — масса топлива, сгоревшего на шаге расчета от т. 1 до т. 2. При отсутствии сгорания, например: в процессе сжатия $m_{\text{т.сг}1-2} = 0$; ξ — коэффициент эффективности сгорания топлива; H_u — низшая теплотворная способность топлива.

Теплота, отведенная от рабочего тела на расчетном участке рабочего цикла (от т. 1 до т. 2), определялась из выражения:

$$\Delta Q_{\text{т.о}1-2} = \Delta Q_{W1-2} + \Delta Q_{\text{исп}1-2},$$

где ΔQ_{W1-2} — теплота, отведенная от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, вычислялась по известному закону Ньютона–Рихмана

$$\Delta Q_{W1-2} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_W) \Delta \varphi_{1-2}}{6n},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки надпоршневого объема; F_1 и T_W — площадь и температура поверхности надпоршневого объема, соприкасающейся с рабочим телом в начале шага расчета; T_1 — температура рабочего тела в начале шага расчета; n — частота

вращения коленчатого вала; $\Delta Q_{исп1-2}$ — теплота, отведенная от рабочего тела на нагрев и испарение поданного в цилиндр топлива, при отсутствии подачи топлива на текущий шаг расчета $\Delta Q_{исп1-2} = 0$.

Для определения влияния теплового состояния двигателя и частоты вращения коленчатого вала на температуру и давление в цилиндре дизеля через теплообмен внутри цилиндра и утечки из него рабочего тела на пусковых режимах проведена серия экспериментов на одноцилиндровом дизеле 1Ч15/16 при моделировании условий запуска дизелей специального назначения типа В-2 и 2В ПО ЧТЗ. Исследования проводились с пониженными степенями сжатия ϵ (от 13 до 8). При этом строго поддерживалось постоянство частоты вращения коленчатого вала (в диапазоне от 40 до 100 об/мин), а индикаторные диаграммы давления фиксировались в большом масштабе. По результатам обработки экспериментальных данных установлено, что из всех известных зависимостей для определения коэффициента теплоотдачи наиболее точно процесс теплообмена на пусковых режимах дизеля 1Ч15/16 отражает зависимость Нуссельта–Бринлинга [7] (в системе СИ):

$$\alpha_1 = 1,151(p \cdot 10,2)^{0,667} \cdot T_1^{0,333} (2,45 + 0,185 \frac{Sn}{30}) + 0,421 \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T_1 - T_w},$$

где S — ход поршня.

Причем задание в расчетах значений температуры T_1 , площади F_1 и коэффициента теплоотдачи α_1 , соответствующих началу шага расчета вместо средних, практически не сказывалось на результатах. В начальный период пуска дизеля температуры всех внутренних поверхностей надпоршневого объема вследствие большой теплоемкости и теплопроводности конструкционных материалов принимались постоянными и равными T_w .

Зависимость Нуссельта–Бринлинга давала в расчетах наибольшие величины коэффициента теплоотдачи на столь низких частотах вращения, которые позволили точнее смоделировать влияние теплового состояния двигателя на давление рабочего тела в цилиндре. Аналогичная зависимость использовалась и другими авторами при описании пусковых процессов дизелей [3].

Для вычисления величины утечек из цилиндра двигателя через цилиндропоршневой зазор на конкретном участке рабочего цикла от $t. 1$ до $t. 2$ принята простая зависимость, полученная на основании анализа литературы и обработки результатов проведенных экспериментов при $\epsilon = 8$ и малых (пусковых) частотах вращения:

$$\Delta m_{в1-2} = \frac{K_{ц} (p_1 - p_0) \Delta \phi_{1-2}}{n \sqrt{T_1}},$$

где $K_{ц}$ — коэффициент, учитывающий состояние цилиндропоршневой группы (величина $K_{ц}$ подбиралась на основании пробного индицирования и в расчетах принималась постоянной для каждого типа дизеля); p_0 — давление картерных газов, равное давлению окружающей среды.

Количество сжатого воздуха, поступающего на шаг расчета от $t. 1$ до $t. 2$ через систему воздухопуска можно вычислять по известным зависимостям, например [8].

Температура рабочего тела в конце участка ($t. 2$) находилась по уравнению состояния газов:

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R}. \quad (5)$$

Наличие фактора времени в формулах для расчета теплоотдачи (ΔQ_{w1-2} , α_1) и утечек ($\Delta m_{в1-2}$) рабочего тела через продолжительность каждого шага сделало возможным применение разработанной методики в случаях неравномерного его вращения, которые характерны для холодного пуска шестицилиндрового дизеля 2В-06-2.

Адекватность методики расчета параметров рабочего тела проверялась сравнением результатов расчета с экспериментальными данными, полученными на одноцилиндровом дизеле 1Ч15/16 ($\epsilon = 8$) при различных температурах двигателя ($T_w = 282$ К и $T_w = 332$ К) и постоянных частотах вращения коленчатого вала от 40 до 100 об/мин (рис. 1). На рисунке видно, что результаты расчета по предлагаемой методике практически совпадают с экспериментальными данными, как по величине давления, так и по положению

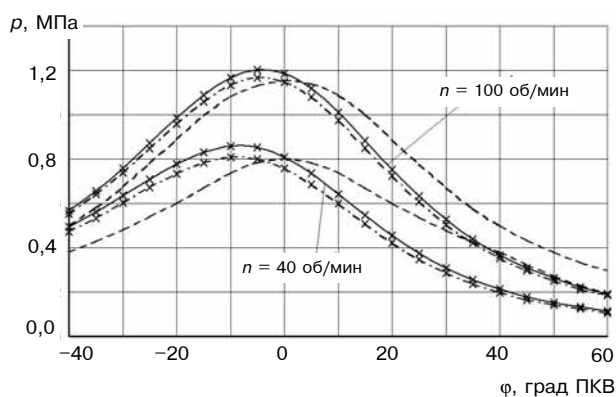


Рис. 1. Фрагмент диаграммы изменения давления в цилиндре одноцилиндрового дизеля 1Ч15/16 ($\epsilon = 8$) на постоянных пусковых частотах вращения коленчатого вала:

— расчет при $T_w = 332$ К; - - - - расчет при $T_w = 282$ К; - · - · - расчет по политропе с учетом утечек рабочего тела коэффициентом сохранения заряда [9]; × — экспериментальные точки при соответствующем тепловом режиме дизеля

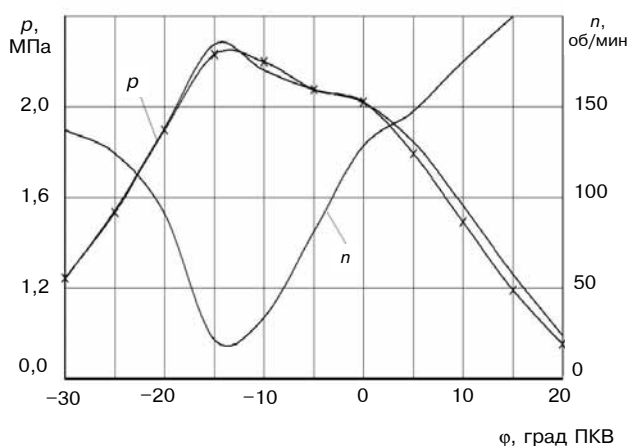


Рис. 2. Фрагмент диаграммы изменения давления в цилиндре опытного дизеля 12ЧН15/18 ($\epsilon = 11$) при переменной частоте вращения коленчатого вала:
 — расчетная кривая давления; —×—×— экспериментальная кривая давления

его максимума. Здесь же для сравнения приведены диаграммы давлений, полученные расчетом для политропного процесса с реальной степенью сжатия, учитывающей повышенный теплообмен, утечки рабочего тела и потерю хода поршня [9]. Несмотря на совпадение максимумов давления, линии сжатия и расширения, рассчитанные по политропному процессу, существенно отличаются от экспериментальных кривых.

Следует отметить, что утечки рабочего тела и теплоотдача в стенки по-разному влияют на параметры рабочего тела. Если уменьшение массы рабочего тела в первую очередь проявляется в снижении давления, то повышенная теплоотдача в первую очередь проявляется в снижении температуры, а затем уже в понижении давления.

Поскольку расчетные значения давлений по предлагаемой методике хорошо согласуются с экспериментальными данными в широком диапазоне температур двигателя и частот вращения коленчатого вала, а расчетные величины утечек рабочего тела находятся в известных пределах [3, 9], то и расчетные температуры должны соответствовать средним значениям температур в цилиндре дизеля.

Расчетные давления в цилиндре на пусковых режимах опытного дизеля 12ЧН15/18 ($\epsilon = 11$) производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак», установленного в холодном боксе для исследования средств обеспечения экстренного пуска, также достаточно хорошо согласуются с экспериментальными диаграммами (рис. 2), даже несмотря на то, что при подходе поршня к ВМТ частота вращения колен-

чатого вала падала со 130 до 25 об/мин. Некоторое отличие вызвано тем, что в данном расчете не учитывались тепловые потери на нагрев и испарение впрыскиваемого в цилиндр топлива (начало впрыска около 20 град ПКВ до ВМТ), а также возможные предпламенные процессы.

Таким образом, разработанная методика моделирует особенности пусковых режимов работы дизеля и позволяет рассчитывать с повышенной точностью текущие величины давления и температуры в цилиндре. На их основе определены необходимые степени подогрева впускного воздуха и динамика их изменения при холодном пуске и разгоне дизеля для различных степеней сжатия и температур окружающей среды. Это позволило сократить объемы экспериментальных исследований средств облегчения воспламенения и выполнить их доводку, в частности оптимизировать подачу топлива в подогревателе впускного воздуха в дизелях типа В-2 и 2В ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

Литература

1. Троицкий Н.И. Требования к двигателям бронетанковой техники и их реализация // Двигателестроение. — 2003. — № 4. — С. 9–12.
2. Купершмидт В.Л. Исследование пусковых качеств дизеля Д37М и пути их улучшения. — М. : НИИНавтосельхозмаш, 1964. — 41 с.
3. Назаров В. А. Сметнев Н.Н. Пусковые процессы семейства перспективных дизелей: обзор. Сер. Автомобилестроение. — М. : НИИНавтопром, 1967. — 105 с.
4. Славуцкий В.М. Расчет процесса сжатия в дизеле при утечках воздушного заряда. — Волгоград, 1980. — 26 с. — Деп. в ВИНТИ 04.11.80, №32792.
5. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. — Челябинск: ЧПИ, 1974. — 252 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1983. — 372 с.
7. Брилинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. — М.; Л. : Гостехиздат, 1931. — 320 с.
8. Кадышев Е.Х., Миселев М.А., Костин А.К., Михайлов Л.И. Исследование работы системы воздушного пуска быстроходного дизеля // Двигателестроение. — 1980. — № 4. — С. 36–39.
9. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под ред. Б.А. Взорова. — М. : Машиностроение, 1981. — 535 с.