

θ . Например, при снижении p_{\max} от 14 до 13 МПа при $T_k = 333 \text{ К}$ и $p_k = 0,19 \text{ МПа}$ увеличивается g_i на $4 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Для номинального режима работы дизеля на основании проведенных исследований выбраны следующие параметры наддувочного воздуха: $p_k = 0,19 \text{ МПа}$ и $T_k = 333 \text{ К}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис и др. — М., 1976. — 288 с. 2. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ // Автотракторостроение: Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. — Минск, 1978. — Вып. 11. — С. 107–112.

УДК 621.436-57

Ч.Б. ДРОБЫШЕВСКИЙ, В.Ф. БОРОВИКОВ

К РАСЧЕТУ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ

Возможность пуска дизеля зависит от термодинамических параметров (давления и температуры) сжатого воздуха в момент впрыска топлива и последующей задержки его воспламенения. Таким образом, при оценке возможности пуска дизеля необходимо определить температуру и давление сжатого воздуха, зависящие от неравномерности прокручивания дизеля пусковым устройством. Такой аналитический расчет сложен из-за влияния на процесс сжатия факторов, трудно поддающихся анализу.

В работе [1] приведена термодинамическая зависимость, позволяющая с учетом теплового состояния двигателя, частоты его прокручивания и других факторов определить средний показатель политропы сжатия и соответственно давление и температуру сжатого воздуха при положении поршня в в.м.т. Количество теплоты политропного сжатия Q_1 и отведенной в стенке камеры сжатия Q_2 можно определить с помощью выражений:

$$Q_1 = m_3 c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_a (\epsilon_d^{n_1 - 1} - 1); \quad (1)$$

$$Q_2 = \alpha_{r, \text{cp}} (T_{\text{экв}} - T_{\text{ст}}) A \tau, \quad (2)$$

где m_3 — масса, кг; c_v — теплоемкость, Дж/(кг·К); T_a — температура заряда, участвующего в процессе сжатия, К; n_1 — показатель политропы сжатия; k — показатель адиабаты; ϵ_d — действительная степень сжатия, соответствующая углу закрытия впускного клапана; $\alpha_{r, \text{cp}}$ — средний за процесс сжатия коэффициент теплоотдачи сжатого воздуха, Вт/(м²·К); $T_{\text{экв}}$ — эквивалентная температура заряда: $T_{\text{экв}} = \beta T_{\text{cp}}$; $\beta = 1,1$; A — площадь поверхности теплообмена, м²; τ — продолжительность процесса сжатия, с.

Значение $\alpha_{r, \text{cp}}$ получено путем термодинамической аппроксимации формулы Вошни:

$$a_r = 1883 d^{-0,2} v_{\text{п}}^{0,8} p^{0,8} T^{-0,53}, \quad (3)$$

где d — диаметр цилиндра, м; $v_{\text{п}}$ — средняя скорость движения поршня, м/с; p — мгновенное значение давления, МПа; T — температура заряда, К.

Средний показатель политропы сжатия на режимах пуска дизеля определяется по выражению

$$\frac{p_a V_a \xi}{RT_a} c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_a (\epsilon_{\text{д}}^{n_1 - 1} - 1) + \frac{1883 \gamma v_{\text{п}}^{0,8} (p_a V_a \xi)^{0,53} (p_a V_a^n)^{0,27}}{T_a^{0,53} d^{0,2} V_h} \times$$

$$\times \frac{V_a^{0,47 - 0,27 n_1} - V_c^{0,47 - 0,27 n_1}}{0,47 - 0,27 n_1} \left[T_a \frac{\epsilon_{\text{д}} (1 - \epsilon_{\text{д}}^{n_1 - 2})}{(\epsilon_{\text{д}} - 1) (2 - n_1)} \beta - T_{\text{ст}} \right] A \tau = 0, \quad (4)$$

где p_a — давление воздуха в конце наполнения цилиндра, МПа; V_a и V_c — объем сжатого воздуха в начале и конце сжатия, м³; R — удельная газовая постоянная: $R = 287$ Дж/(кг · К); ξ — коэффициент сохранения заряда при сжатии: по данным работы [2] $\xi = n^{0,32} / \epsilon_{\text{г}}^{0,65}$; n — частота вращения коленчатого вала при пуске дизеля, мин⁻¹; $\epsilon_{\text{г}}$ — геометрическая степень сжатия; γ — коэффициент, учитывающий расхождение результатов для режимов пуска по сравнению с рабочими режимами; V_h — рабочий объем цилиндра с учетом запаздывания закрытия впускного клапана, м³.

Полученное трансцендентное уравнение (4) решено с использованием ЭВМ, в операторной части алгоритма был применен метод хорд. Полученные расчетные данные хорошо согласовывались с данными эксперимента, расхождение расчетных и экспериментальных p_c , T_c , n_1 в зависимости от пусковой частоты вращения не превышало 3%.

Авторами данной статьи экспериментально установлено, что аппроксимация процесса сжатия политропным процессом с постоянным показателем политропы может быть удовлетворительной при частоте прокручивания дизеля $n > 120 \dots 150$ мин⁻¹. При низких частотах из-за возрастания неравномерности вращения коленчатого вала дизеля максимальные давление и температура смещаются от в.м.т. в сторону начала сжатия. Поэтому для этих частот необходимо получить диаграммы давления и температуры, а не только их значения в конце сжатия.

Задача определения текущих значений температуры и давления воздушно-го заряда в процессе сжатия сложна, так как задать неравномерность вращения коленчатого вала дизеля аналитически трудно. Поскольку неравномерность прокручивания дизеля влияет на ξ и согласно работам [2, 4] этот коэффициент при температурах 293...253 К и частоте вращения вала дизеля 50...250 мин⁻¹ постояен, можно утверждать, что в этом случае неравномерность прокручивания дизеля практически не меняется при $n = \text{const}$. Исследование пуска холодного дизеля достаточно проводить при температуре окружающей среды 263...243 К. Таким образом, экспериментальную зависимость в этом диапазоне температур $n = f(a)$ при определенной частоте вращения можно использовать для расчета режимов прокручивания дизеля с различным подогре-

вом впускного воздуха и при изменении вязкости моторного масла.

Для такого расчета необходимо задавать значения коэффициента сохранения заряда ξ_T в процессе сжатия воздуха. Эту задачу можно решить следующим образом. При кусочно-непрерывной аппроксимации процесса сжатия в пределах элементарного изменения объема воздуха ΔV (для удобства интегрирования) можно принять утечку воздуха через неплотности сопряжения поршень—цилиндр как утечку воздуха из цилиндра с постоянным давлением в нем, равным среднему давлению на участке сжатия. При сжатии воздушного заряда в дизеле Д-144 в пусковых режимах в диапазоне частот вращения вала 50...150 мин⁻¹ расход воздуха на утечки в подкритическом режиме составляет около 1 % и менее от общей утечки за процесс сжатия. Поэтому с целью упрощения расчета утечки воздушного заряда с достаточной точностью применяют формулу расхода воздуха (кг/с) при сверхкритическом режиме утечки [3]:

$$G = 40\,800 \mu A_o p_c T_c^{-0,5}, \quad (5)$$

где μ — коэффициент расхода воздуха; A_o — площадь сечения отверстия, эквивалентного неплотностям сопряжения поршень—цилиндр, м²; p_c — давление среды, МПа; T_c — температура среды, К.

Коэффициент сохранения заряда при изменении V от V_i до V_{i+1}

$$\xi_T = 1 - \frac{40\,800 \mu A_o p_{cp} \Delta \tau}{\sqrt{T_{cp}} m_i}, \quad (6)$$

где $\Delta \tau$ — продолжительность сжатия, с; m_i — масса заряда в начале сжатия, кг.

Значение μA_o можно определить экспериментально.

При кусочно-непрерывной аппроксимации процесса сжатия воздуха с достаточно мелким шагом участков следует заменять $T_{экр}$ средней температурой воздуха на участках T_{cp} .

Приравняв теплоту политропного сжатия и теплоту, отведенную в стенки камеры сжатия, получаем уравнение (4) с двумя неизвестными n_1 и ξ_T , которое нужно решать совместно с уравнением (6):

$$\left. \begin{aligned} & \frac{p_i V_i \xi_T}{R T_i} c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_i [\epsilon^{n_1 - 1} - 1] + \\ & + \frac{1883 \gamma (v_n p_i)^{0,8} V_i^{0,27 n_1 + 0,53}}{d^{0,2} \Delta V T_i^{0,53}} \left(\frac{V_i^{0,47 - 0,27 n_1} - V_{i+1}^{0,47 - 0,27 n_1}}{0,47 - 0,27 n_1} \right) \times \\ & \times \left[\frac{T_i \epsilon (1 - \epsilon^{n_1 - 2})}{(\epsilon - 1)(2 - n_1)} - T_{ст} \right] A \Delta \tau = 0; \\ & \xi_T = 1 - \frac{40\,800 \mu A_o p_i \epsilon^{0,5} (1 - \epsilon^{n_1 - 1}) \Delta \tau}{\sqrt{\frac{T_i (\epsilon - 1)(1 - \epsilon^{n_1 - 2})}{2 - n_1}} \frac{p_i V_i (1 - n_1)}{R T_i}} \end{aligned} \right\} (7)$$

При заданной неравномерности вращения коленчатого вала дизеля по известным геометрическим и кинематическим соотношениям легко определяются V_i , ΔV , ϵ , $v_{\text{п}}$, A для каждого участка. Определив средние значения n_1 и $\xi_{\text{т}}$ на участке, по известным соотношениям рассчитывают давление и температуру в конце каждого участка:

$$p_{i+1} = p_i \epsilon^{n_1}; \quad (8)$$

$$T_{i+1} = T_i \epsilon^{n_1 - 1} \quad (9)$$

Расчет термодинамических параметров процесса сжатия воздуха в цилиндре дизеля при пуске позволяет получить диаграммы давления и температуры сжатого воздуха и определить возможность появления первых вспышек топлива. Диаграммы позволяют оптимизировать впрыск топлива при пусковых режимах и условия применения различных средств облегчения пуска, в частности выбрать оптимальную температуру T_a в случае применения подогрева воздуха для улучшения пусковых качеств дизеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. — Л., 1981. — 296 с. 2. Купершmidt В.Л. Влияние утечек заряда на процесс сжатия при пуске // Тракторы и сельхозмашины. — 1985. — № 8. — С. 12–14. 3. Герц Е.В., Рейнин К.В. Расчет пневмоприводов. — М., 1975. — 272 с. 4. Волчок Л.Я., Цаюн Н.П., Прокашко П.В. К вопросу о термодинамических процессах при переменном количестве газа // Изв. вузов СССР: Энергетика. — 1972. — № 2. — С. 128–131.