

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Увеличение удельной мощности двигателя за счет применения турбонаддува ведет к повышению его механической и тепловой напряженности.

На показатели рабочего цикла дизеля с наддувом оказывают влияние конструктивно-регулируемые параметры топливной аппаратуры, давление и температура наддувочного воздуха [1].

В данной статье приводятся результаты исследования параметров топливной аппаратуры и наддувочного воздуха, ограничивающих динамические показатели рабочего цикла двигателя при обеспечении его высокой экономичности. Испытывался двигатель размерностью 110 × 125, форсированный до $p_e = 1,2$ МПа. Программой испытаний предусматривалось проведение аналитических и экспериментальных исследований.

Целью аналитических исследований было предварительное определение давления и температуры наддувочного воздуха, обеспечивающих получение среднего индикаторного давления $p_i = 1,42$ МПа, соответствующего заданной степени форсирования двигателя. Исследования проводились на ЭВМ ЕС 1035 по методике, приведенной в работе [2]. Были составлены программы моделирования рабочего цикла дизеля и ускоренной обработки результатов моделирования.

При исследованиях использовались следующие основные исходные данные: давление наддувочного воздуха $p_k = 0,14; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22$ МПа; температура наддувочного воздуха $T_k^k = 333; 353; 373; 393$ К; продолжительность сгорания $\varphi_z = 40; 60; 80; 100$ и 120 град п.к.в. Степень сжатия и коэффициент избыточного воздуха оставались постоянными — $\epsilon = 15$ и $\alpha = 1,8$. Значения давления и температуры наддувочного воздуха, принятые для расчетов, выбраны с учетом его промежуточного охлаждения.

В результате аналитических исследований для $p_i = 1,42$ МПа получена зависимость удельного индикаторного расхода топлива g_i и p_k от φ_z при различных значениях T_k (рис. 1).

Из приведенного графика следует, что с ростом φ_z при постоянном значении T_k увеличивается g_i и повышается p_k , требуемое для обеспечения постоянного p_i . При постоянной φ_z с повышением T_k увеличиваются g_i и p_k . Так, повышение T_k от 333 до 390 К при $\varphi_z = 100$ град п.к.в. приводит к увеличению g_i на $5 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ и P_k на $\sim 0,035$ МПа.

Исследуемый двигатель относится к быстроходным тракторным дизелям с полуразделенной камерой сгорания типа ЦНИДИ с $\varphi_z = 100 \dots 120$ град п.к.в. Поэтому на основании полученных данных для проведения экспериментальных исследований были выбраны $p_k = 0,16 \dots 0,20$ МПа и $T_k = 333 \dots 373$ К.

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке размерностью 110 × 125 мм. Установка была оборудована системой наддува, позволяющей регулировать давление и температуру наддувочного воз-

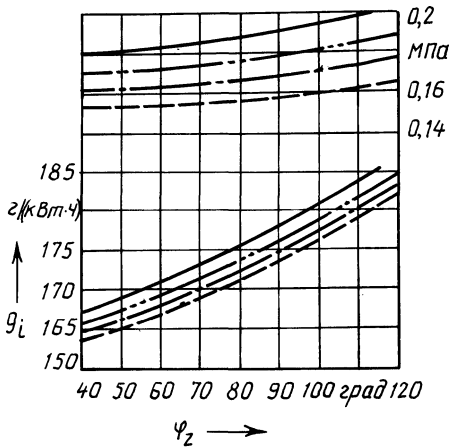


Рис. 1. Зависимость показателей рабочего цикла от φ_z :
 — $T_k = 393$ К; — · — $T_k = 373$ К; — — $T_k = 353$ К; - - - $T_k = 333$ К

духа. Для индицирования рабочего цикла и осциллографирования процесса топливоподачи использовался пьезоэлектрический индикатор давления. Установка была укомплектована поршнем с камерой сгорания типа ЦНИДИ, форсункой ФД-22 с пятисопловым распылителем и секцией топливного насоса УТН-5.

В процессе исследований снимались регулировочные характеристики по углу опережения впрыска топлива ($n = 2200$ об/мин и $p_i = 1,42$ МПа), участки нагрузочных характеристик при номинальных частотах вращения коленчатого вала $n = 2200$ об/мин и $n = 1700$ об/мин, соответствующих режиму максимального крутящего момента.

При проведении исследований по выбору параметров топливной аппаратуры определялась зависимость процесса топливоподачи и рабочего цикла двигателя от эффективной площади сечения распылителей, усилия затяжки пружины форсунки, комплектации насосной секции.

Исследовались следующие варианты комплектации насосной секции: плунжер диаметром $d_{пл} = 9$ или 10 мм; нагнетательный клапан с объемом разгрузки $V_{кл} = 50$ или 65 мм³; вытеснитель объемом 500 мм³ в штуцере топливного насоса (или без него).

Результаты исследований показывают, что как при номинальном режиме работы двигателя ($n = 2200$ об/мин, $p_i = 1,42$ МПа), так и режиме максимального крутящего момента ($n = 1700$ об/мин, $p_i = 1,43$ МПа) с увеличением сечения распылителей μf от 0,24 до 0,28 мм² удельный расход топлива снижается, а увеличение от 0,28 до 0,32 мм² практически не влияет на него. Увеличение усилия затяжки пружины форсунки с 17 до 25 МПа не повлияло на удельный индикаторный расход топлива.

При комплектации двигателя опытными насосными секциями расход топлива был один и тот же, но использование плунжера $d_{пл} = 10$ мм взамен $d_{пл} = 9$ мм приводит к некоторому его уменьшению.

Анализ результатов осциллографирования процесса топливоподачи показывает, что при номинальном режиме работы двигателя ($d_{пл} = 9$ мм, $V_{кл} = 65$ мм³) без вытеснителя максимальное давление впрыска топлива $p_{тmax} = 36$ МПа, продолжительность впрыска $\varphi_{впр} = 33$ град п.к.в., действительный

Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла от T_K ($\theta = 26$ град п.к.в.; $p_K = 0,2$ МПа; $p_i = 1,42$ МПа)

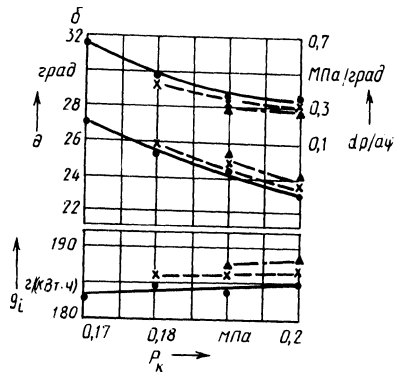
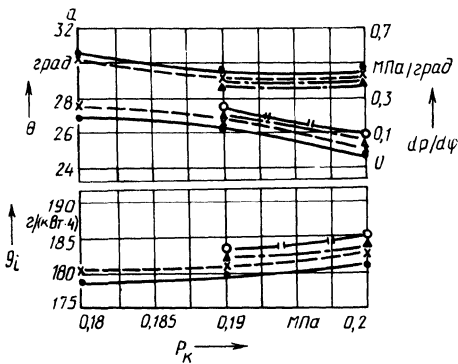
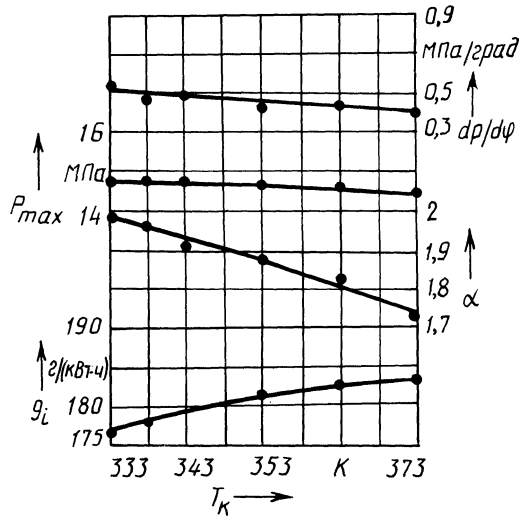


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла от p_K при ограниченном p_{max} ($n = 2200$ об/мин, $p_i = 1,42$ МПа):

а - $p_{max} = 14$ МПа; б - $p_{max} = 13$ МПа; \cdot — $T_K = 333$ К; \times — $T_K = 343$ К; \blacktriangle — $T_K = 353$ К; \circ — $T_K = 363$ К

угол опережения впрыска топлива $\theta_d = 17$ град п.к.в., остаточное давление в топливопроводе $p_o = 5$ МПа и максимальное давление отраженной волны $p_b = 7,5$ МПа.

Как при номинальном режиме работы двигателя, так и режиме максимального крутящего момента при неизменном диаметре плунжера продолжительность и максимальное давление впрыска топлива не зависят от комплектации насосной секции. При наличии вытеснителя в штуцере насоса действительный угол опережения впрыска увеличивается на $0,5 \dots 1$ град п.к.в.

Установка плунжера диаметром 10 мм взамен 9 мм привела к повышению p_{Tmax} в среднем на $1 \dots 3$ МПа, уменьшению остаточного давления на $1,5$ МПа и

сокращения продолжительности впрыска на 1...2,5 град п.к.в. С увеличением объема разгрузки уменьшается остаточное давление в топливном трубопроводе.

Для насосных секций всех опытных вариантов отмечены колебания давления в нагнетательном трубопроводе после посадки иглы. Максимальные давления отраженных волн и их продолжительность уменьшаются при наличии вытеснителя и увеличении объема разгрузки.

В процессе испытаний дополнительных впрысков топлива не отмечено.

Результаты индицирования двигателя показали, что при постоянном диаметре плунжера изменение комплектации насосной секции не влияет на максимальное давление p_{\max} и жесткость сгорания $dp/d\varphi$. Увеличение диаметра плунжера до 10 мм привело к повышению p_{\max} на 1...2 МПа и жесткости сгорания на 0,15...0,25 МПа/град.

Таким образом, для высокофорсированного двигателя рекомендуется следующая комплектация топливной секции: диаметр плунжера 9 мм; нагнетательный клапан с объемом разгрузки 65 мм без вытеснителя; пьезосплавный распылитель с $\mu f = 0,28...0,32 \text{ мм}^2$; усилие затяжки пружины форсунки $p_{\phi} = 21 \text{ МПа}$.

Были проведены исследования влияния угла опережения впрыска топлива на экономические и динамические показатели рабочего цикла дизеля при различных значениях параметров наддувочного воздуха. Полученные данные показывают, что оптимальный угол опережения впрыска топлива с ростом T_{κ} и уменьшением p_{κ} увеличивается. Это связано с уменьшением коэффициента избытка воздуха α и скорости сгорания топлива. Так, при снижении p_{κ} с 0,2 до 0,17 МПа при неизменной $T_{\kappa} = 333 \text{ К}$ $\theta_{\text{опт}}$ увеличивается на 2 град п.к.в.

Характер влияния θ на показатели двигателя при различных p_{κ} и T_{κ} аналогичен: с уменьшением оптимального значения θ увеличивается удельный расход топлива, снижаются максимальное давление газов в цилиндре и жесткость сгорания. При $p_{\kappa} = 0,20 \text{ МПа}$ и $T_{\kappa} = 343 \text{ К}$ уменьшение θ от 26 до 24 град п.к.в. ведет к увеличению g_i от 180 г/(кВт·ч) до 182 г/(кВт·ч), снижению p_{\max} с 14,9 до 13,7 МПа и $dp/d\varphi$ от 0,57 до 0,42 МПа/град.

Исследования показали, что при неизменном θ с уменьшением T_{κ} снижается g_i , растут p_{\max} и $dp/d\varphi$ (рис. 2). При снижении T_{κ} на 10 град g_i уменьшается на 1,5 г/(кВт·ч), p_{\max} увеличивается на 0,1 МПа, $dp/d\varphi$ — на 0,02 МПа/град.

При неизменной T_{κ} с увеличением p_{κ} на 0,01 МПа g_i уменьшается примерно на 3 г/(кВт·ч). Однако с ростом p_{κ} значительно увеличиваются p_{\max} и $dp/d\varphi$. Увеличение p_{κ} на 0,01 МПа ведет к повышению p_{\max} на 1 МПа, $dp/d\varphi$ — на 0,08 МПа/град.

Путем обработки полученных результатов исследований построены графики зависимостей показателей рабочего цикла дизеля от p_{κ} при $p_{\max} = 14$ и 15 МПа (рис. 3). По этим графикам можно определить значения давления и температуры наддувочного воздуха, обеспечивающие заданное p_{\max} при $p_i = 1,42 \text{ МПа}$.

Так, $p_{\max} = 13 \text{ МПа}$ достигается при $T_{\kappa} = 333 \text{ К}$ в диапазоне изменения давления p_{κ} от 0,18 до 0,20 МПа; при $T_{\kappa} = 343...363 \text{ К}$ заданное p_i обеспечивается $p_{\kappa} = 0,19...0,20 \text{ МПа}$. С уменьшением p_{κ} при постоянном значении p_i удельный расход топлива несколько уменьшается, а установочный угол опережения впрыска топлива и жесткость процесса сгорания растут. С уменьшением допустимого значения p_{\max} ниже экономичность двигателя, снижаются $dp/d\varphi$ и

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: