

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА НССИ ДВИГАТЕЛЯ С НАДДУВОМ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ НАГРУЗКАХ И ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

В.Г. Камалтдинов, д.т.н., проф., Г.Д. Драгунов, д.т.н., проф.,  
Южно-Уральский государственный университет  
В.А. Марков, д.т.н., проф.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

На основе новой модели горения топлива разработана методика расчета рабочего цикла НССИ двигателя. Методика учитывает текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. На основании выполненных расчетных исследований сделан прогноз индикаторных показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала.

Двигатель с объемным самовоспламенением гомогенного заряда (Homogeneous Charge Compression Ignition — НССИ) — перспективное направление развития поршневых ДВС. В нем используется внешнее смесеобразование, а воспламенение происходит от сжатия смеси в цилиндре, как в дизелях. В результате в НССИ двигателях удастся сочетать достоинства ДВС с искровым зажиганием, работающих на бензине, и дизелей. Процесс сгорания при объемном самовоспламенении гомогенной смеси отличается малой продолжительностью (7–20 град ПКВ) и высокой скоростью тепловыделения [1–3].

Несмотря на большое количество исследований во всем мире в настоящее время остается не решенной задача управления процессом сгорания, которую сложно решить без расчетно-теоретических исследований. Известные расчетные методики, например: [1, 2, 4, 5 и др.], учитывают специфику объемного сгорания обедненной горючей смеси. В результате достигаются удовлетворительные совпадения индикаторных диаграмм в районе верхней мертвой точки (ВМТ). Но получаемые расчетные значения скорости тепловыделения на отдельных режимах существенно отличаются от экспериментальных.

Опыт моделирования процесса сгорания гомогенной топливно-воздушной смеси широкого качественного состава [6–10] позволил разработать методику расчета рабочего цикла НССИ двигателя, учитывающую специфику его работы при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого

вала и позволяющую прогнозировать его индикаторные показатели.

### Методика расчета рабочего цикла НССИ двигателя

Методика расчета рабочего цикла при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала базируется на уравнении для определения давления рабочего тела переменной массы в конце элементарного участка расчета индикаторной диаграммы с началом в т. 1 и окончанием в т. 2 [11]:

$$p_2 = \frac{\frac{4(\Delta Q_{\text{сг1-2}} - \Delta Q_{\text{то1-2}})}{m_1 + m_2} + p_1(v_1 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_2) + \frac{2(i_{\text{вп1}} + i_{\text{вп2}} - i_1 - i_2)\Delta m_{\text{вп1-2}}}{m_1 + m_2}}{\left[ v_2 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_1 \right]}, \quad (1)$$

где  $\Delta Q_{\text{сг1-2}}$ ,  $\Delta Q_{\text{то1-2}}$  — теплоты, выделившаяся при сгорании топлива, отведенная от рабочего тела и затраченная на процесс диссоциации диоксида углерода на шаге расчета от т. 1 до т. 2;  $m_1$ ,  $m_2$  и  $v_1$ ,  $v_2$  — масса и удельный объем рабочего тела в начале и конце шага расчета, соответственно;  $p_1$  — давление рабочего тела в начале шага расчета,  $k_{1-2}$  — показатель адиабаты на шаге расчета;  $i_{\text{вп1}}$ ,  $i_{\text{вп2}}$  и  $i_1$ ,  $i_2$  — удельные энтальпии газов, входящих в цилиндр и находящихся в цилиндре в начале и конце шага расчета соответственно;  $\Delta m_{\text{вп1-2}}$  — увеличение массы рабочего тела за счет входящих в цилиндр газов на шаге расчета,  $\Delta m_{\text{вп1-2}} = m_2 - m_1 + \Delta m_{\text{б1-2}}$ . Здесь  $\Delta m_{\text{б1-2}}$  — величина утечек из цилиндра двигателя на шаге расчета, которая определяется по выражению

$$\Delta m_{\text{б1-2}} = \frac{K_{\text{ц}}(p_1 - p_0)\Delta\varphi_{1-2}}{n\sqrt{T_1}}, \quad (2)$$

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

Выражение (2) получено на основании обработки результатов экспериментов на одноцилиндровом дизеле 1С15/16 при малых частотах вращения.

Разработанная методика позволяет, начиная с параметров в конце впуска, рассчитывать текущие значения давления, температуры и массы в тактах сжатия и расширения по элементарным участкам индикаторной диаграммы от т. 1 до т. 2 с шагом  $\Delta\varphi_{1-2}$  по углу поворота коленчатого вала. 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 за интервал времени  $dt = \Delta\varphi_{1-2}/6n$  на расчетном участке рабочего цикла (от т. 1 до т. 2), определяется по выражению:

$$\Delta Q_{сг1-2} = \Delta m_{сг1-2} \cdot \xi \cdot H_u = \xi \cdot H_u \cdot \mu_T \cdot A_0 \cdot \frac{Z_E \cdot \Delta\varphi_{1-2}}{\tau_y \cdot 6n}, \quad (3)$$

где  $\Delta m_{сг1-2}$  — масса топлива, сгоревшего на шаге расчета от т. 1 до т. 2. При отсутствии сгорания, например: в процессе сжатия  $\Delta m_{сг1-2} = 0$ ;  $\xi$  — коэффициент эффективности сгорания топлива, в расчетах принималось  $\xi = 1$ ;  $H_u$  — низшая теплотворная способность топлива;  $\mu_T$  — молекулярная масса топлива;  $A_0$  — число Авогадро;  $Z_E$  — количество активных молекул топлива;  $\tau_y$  — условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива.

В соответствии с известным законом Аррениуса количество активных молекул топлива  $Z_E$  определяется по уравнению

$$Z_E = Z_T \cdot e^{-\frac{E_a}{RT}}, \quad (4)$$

где  $Z_T$  — общее количество молекул топлива;  $E_a$  — энергия активации;  $T$  — температура смеси.

Текущее значение энергии активации определяется по эмпирическому выражению в зависимости от температуры смеси:

$$E_a = E_{a1} + \frac{(T - 900) \cdot (E_{a2} - E_{a1})}{1100}, \quad (5)$$

где  $E_{a1}$ ,  $E_{a2}$  — энергии активации в начале и конце процесса сгорания (таблица).

Условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива определяется по выражению [6]:

$$\tau_y = \frac{Z_T}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_T^p \cdot C_{O_2}^q} = \frac{V}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_T^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q}, \quad (6)$$

Параметры, используемые в расчете процесса сгорания исследованных топлив

Топливо	$E_{a1}$ , кДж/г·моль	$E_{a2}$ , кДж/г·моль	const, м <sup>3</sup> /с	$p$	$q$
Диметилловый эфир (ДМЭ)	72–116 в зависимости от количества метана	120	$2 \cdot 10^{-18}$	1,95	0,05
Дизельное топливо	77	130	$2 \cdot 10^{-18}$	1,566	0,434
Пропан	130	135	$45 \cdot 10^{-18}$	1,4	0,6
Природный газ	130	171	$55 \cdot 10^{-18}$	1,1	0,9

где  $Z_T$  — общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме  $V$  цилиндра двигателя; const — константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема (см. таблицу);  $K_1$  — коэффициент реакционной активности кислорода, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела (азота и продуктов сгорания);  $K_2$  — коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания,  $K_2 \geq 1$ ;  $C_T = Z_T/V$  и  $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$  — концентрации всех молекул топлива  $Z_T$  и кислорода  $Z_{O_2}$  в объеме  $V$  соответственно;  $p$ ,  $q$  — показатели степени (см. таблицу).

Коэффициент  $K_1$  определяется по эмпирической формуле [6]

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}}\right)^6, \quad (7)$$

где  $Z_{N_2}$ ,  $Z_{CO_2}$ ,  $Z_{H_2O}$  и  $Z_{CO}$  — количество молекул азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме  $V$  соответственно.

Турбулентный характер процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС, вызванный движением поршня, предлагается моделировать коэффициентом  $K_2$ , который определяется по следующей эмпирической зависимости:

$$K_2 = 1 + \pi/2 \cdot |\sin \varphi|, \quad (8)$$

где  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала.

При моделировании сгорания гомогенной смеси в камере постоянного объема принимается  $K_2 = 1$ .

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

$$\Delta Q_{то1-2} = \Delta Q_{W1-2} + \Delta Q_{исп1-2}, \quad (9)$$

где  $\Delta Q_{W1-2}$  — теплота, отведенная от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, вычисляется по известному закону Ньютона—Рихмана:

$$\Delta Q_{W1-2} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_W) \Delta\varphi_{1-2}}{6n}. \quad (10)$$

Здесь  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки надпоршневого объема в начале шага расчета,  $F_1$ ,  $T_W$  — площадь и температура поверхности надпоршневого объема, соприкасающаяся с рабочим телом в начале шага расчета,  $T_1$  — температура рабочего тела в начале шага расчета,  $n$  — частота вращения коленчатого вала.

Как отмечается в работе [12], известные выражения Вошни для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, применяемые для расчетов в дизелях, где имеют место высокие локальные температуры, не совсем корректно использовать для расчетов в НССИ двигателях, так как они дают завышенные значения теплоотдачи. Однако в первом приближении при отсутствии достаточного объема экспериментального материала на различных режимах работы НССИ двигателей их применение оправдано. Тем более, что полученные при этом результаты расчетов параметров рабочего цикла будут менее оптимистичны.

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

Как показали результаты расчетов, максимальная температура рабочего тела НССИ двигателя при оптимизированных параметрах горючей смеси на впуске не превышает 2000–2100 К [7, 10 и др.]. Степень диссоциации диоксида углерода при этих температурах не превышает 0,013 [13], поэтому теплоту, затрачиваемую на процесс диссоциации, можно не учитывать.

Текущая масса рабочего тела на шаге расчета определяется как сумма всех компонентов топливно-воздушной смеси (азота, кислорода, аргона, диоксида углерода, воды, топлива) с учетом ее изменения в процессе сгорания углеводородного топлива с образованием диоксида углерода и воды и за счет подачи дополнительного компонента и утечек через цилиндропоршневой зазор, которые сказываются на интегральных показателях ДВС.

В случае необходимости количество рабочего тела, поступающего на шаге расчета от т. 1 до т. 2, можно вычислять по другим известным зависимостям.

Наличие фактора времени (в виде частоты вращения коленчатого вала  $n$ ) в формулах (2, 3, 10) для определения утечек рабочего тела ( $\Delta m_{в1-2}$ ), тепловыделения ( $Q_{сг1-2}$ ) и теплоотдачи ( $\Delta Q_{вт1-2}$ ) через продолжительность каждого шага позволяет рассчитывать рабочий цикл при различных частотах вращения коленчатого вала, включая случаи неравномерного вращения коленчатого вала ДВС, которые характерны для холодного пуска.

Показатель адиабаты  $k$  определяется по теплоемкости смеси газов, составляющих рабочее тело (азот, кислород, аргон, диоксид углерода, вода, пары топлива), с учетом температурной зависимости каждого компонента по Равделю А.А. [14] и его количества в текущий момент времени. В методике использованы известные физико-химические параметры исследованных топлив [14].

Величины объемов определяются по известным зависимостям кинематики кривошипно-шатунного механизма ДВС. Процесс сжатия начинается в момент закрытия впускных клапанов. До этого времени изменение объема приводит к пропорциональному уменьшению массы рабочего тела за счет выталкивания его части из цилиндра при сохранении заданного давления начала сжатия.

Система уравнений (2–10) и исходное уравнение (1) позволяют определять давление в цилиндре двигателя в зависимости от объема и массы рабочего тела (при утечках из объема сжатия и подаче дополнительного компонента), тепловыделения внутри цилиндра, затрат энергии на смесеобразование и теплообмен со стенками объема сжатия. Далее определяется средняя температура рабочего тела в т. 2 из уравнения состояния газов:

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{R}. \quad (11)$$

Таким образом, в разработанной методике расчета рабочего цикла учитываются текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре, что позволяет применять ее для прогнозирования индикаторных показателей НССИ двигателя на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

#### **Расчетные исследования при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала**

Для практического использования НССИ двигателей особый интерес представляет возможность повышения их удельной мощности за счет применения наддува. Представленная методика позволяет прогнозировать возможные показатели рабочего цикла конкретного НССИ двигателя при заданных конструктивных и регулировочных параметрах.

Расчетные исследования проводились для НССИ двигателя, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смесевом топливе на основе природного газа с добавлением диметилового эфира (ДМЭ) в количестве, соответствующем массовой доле  $\phi_{ДМЭ} = 0,27$ . При этом сохранялись неизменными следующие параметры: геометрическая степень

сжатия ( $\epsilon_r = 14$ ), угол закрытия впускных клапанов (55 град ПКВ после НМТ), давление  $p_a$  и температура  $T_a$  начала сжатия 0,24 МПа и 355 К соответственно.

### Результаты расчетных исследований рабочего цикла НСЦИ двигателя с наддувом при различных нагрузках

Исследования при различных нагрузках производились на частоте вращения коленчатого вала  $n = 2100$  об/мин и изменении цикловой подачи смесового топлива от  $0,1 \cdot 10^{-3}$  до  $0,18 \cdot 10^{-3}$  кг, что соответствует уменьшению коэффициента избытка воздуха по смесовому топливу  $\alpha_{см}$  от 2,69 до 1,46 (на 45,7 %).

По мере повышения цикловой подачи воспламенение ускоряется и процесс сгорания интенсифицируется. В результате угол максимальной скорости сгорания  $\alpha W_{сг\ max}$  уменьшается на 10 град ПКВ (до 362 град ПКВ), а максимальная скорость нарастания давления  $W_{p\ max}$  увеличивается в 3,2 раза (до 10,7 МПа/град ПКВ) (рис. 1). Одновременно увеличиваются максимальные давление  $p_{max}$  на 7,92 МПа (до 19,39 МПа), температура  $T_{max}$  на 717 К (до 2453 К) и среднее индикаторное давление цикла  $p_i$  на 0,847 МПа (83,1 %). В то же время экономические индикаторные показатели ( $\eta_i$  и  $g_i$ ) сначала улучшаются, а затем постепенно ухудшаются.

Анализ полученных результатов показал, что при заданных начальных условиях наибольший

индикаторный КПД  $\eta_i$  (0,473) и наименьший удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  (172,1 г/кВт·ч) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесового топлива  $0,13 \cdot 10^{-3}$  кг (рис. 1).

При этом максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 6 град ПКВ после ВМТ ( $\alpha W_{сг\ max} = 366$  град ПКВ). Это соответствует величине оптимального угла, полученного ранее [9, 12, 13 и др.] при исследовании влияния  $T_a$ , степени сжатия, угла закрытия впускных клапанов и коэффициента остаточных газов  $\gamma_{ост}$  на показатели рабочего цикла. Максимальное давление в цилиндре  $p_{max}$  на этом режиме составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа  $T_{max} = 2062$  К при коэффициенте избытка воздуха по смесовому топливу  $\alpha_{см} = 2,05$ .

Таким образом, увеличение цикловой подачи смесового топлива при постоянстве других параметров приводит практически к линейному росту среднего индикаторного давления двигателя. Однако раннее сгорание и снижение суммарного коэффициента избытка воздуха менее 2,0 не только ухудшают экономические индикаторные показатели, но и увеличивают механическую и тепловую напряженность, а также опасность возникновения детонационного сгорания.

Выполненные ранее расчетные исследования рабочего цикла НСЦИ двигателя без наддува [7, 8, 10 и др.] показали возможность влияния на

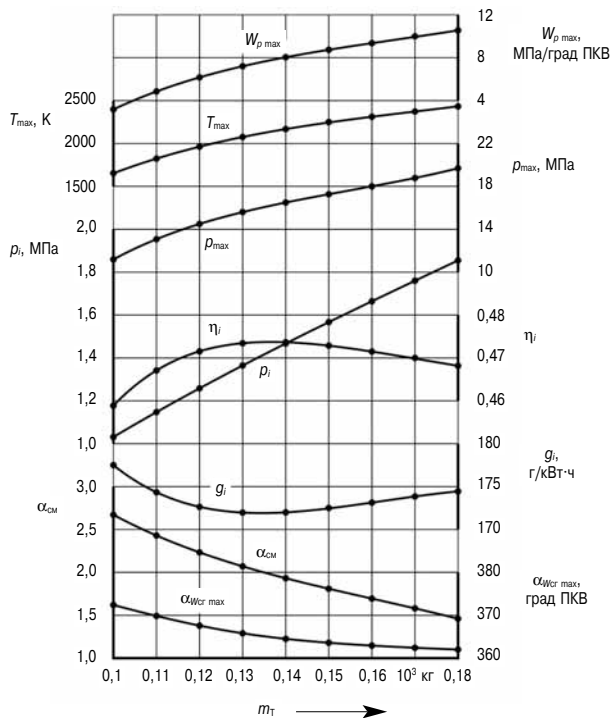


Рис. 1. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смесового топлива при постоянной  $T_a = 355$  К

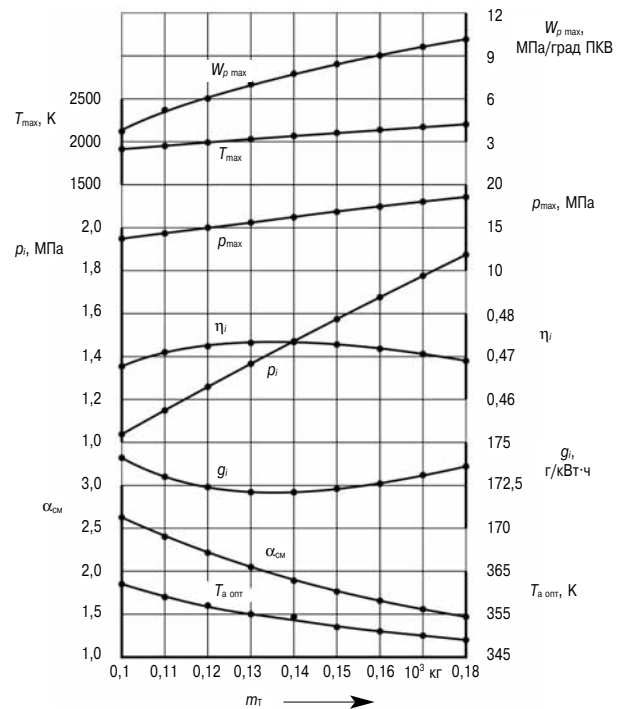


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смесового топлива при оптимальной температуре в начале сжатия

процессы воспламенения и сгорания гомогенной смеси за счет изменения температуры в начале сжатия. Результаты расчетов рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом при подборе оптимальной температуры  $T_{a\text{ опт}}$  для получения на каждом режиме наилучших индикаторных показателей рабочего цикла, характеризующихся углом  $\alpha W_{\text{сг max}} = 366$  град ПКВ, приведены на рис. 2. Здесь видно, что увеличение температуры  $T_a$  от 355 до 362 К при уменьшении подачи топлива от  $0,1 \cdot 10^{-3}$  до  $0,13 \cdot 10^{-3}$  кг приводит к улучшению индикаторных показателей (на  $\sim 1,9\%$ ) и увеличению максимальных значений давления (на  $\sim 2$  МПа) и температуры (на  $\sim 158$  К) в цилиндре по сравнению с результатами при постоянной температуре  $T_a = 355$  К. Одновременно можно ожидать более стабильное самовоспламенение обедненной гомогенной смеси с коэффициентом избытка воздуха по смесевому топливу  $\alpha_{\text{см}} = 2,64$ .

Уменьшение температуры  $T_a$  от 355 до 349 К при увеличении подачи топлива от  $0,13 \cdot 10^{-3}$  до  $0,18 \cdot 10^{-3}$  кг также приводит к улучшению индикаторных показателей (всего на  $\sim 0,45\%$ ) (рис. 2), но максимальные значения давления и температуры в цилиндре при этом снижаются на 0,81 МПа ( $\sim 4,2\%$ ) и 45 К ( $\sim 1,8\%$ ) соответственно, по сравнению с результатами при постоянной температуре  $T_a = 355$  К (см. рис. 1).

### Результаты расчетных исследований рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом при различных частотах вращения коленчатого вала

Исследования при различных частотах вращения коленчатого вала производились с учетом турбулентного характера процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС коэффициентом  $K_2$ . В результате на всех режимах получено улучшение индикаторных показателей рабочего цикла и снижение максимальной скорости нарастания давления.

Для заданных конструктивных параметров НССИ двигателя определена температура в начале сжатия  $T_a = 351$  К, при которой обеспечиваются наилучшие индикаторные показатели на номинальном режиме (эффективная мощность 183,8 кВт,  $n = 2100$  об/мин): среднее индикаторное давление  $p_i = 1,635$  МПа, индикаторный КПД  $\eta_i = 0,478$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i = 170,3$  г/(кВт·ч). Цикловые подачи природного газа и ДМЭ составили  $0,112 \cdot 10^{-3}$  и  $0,042 \cdot 10^{-3}$  кг соответственно. Угол максимальной скорости сгорания  $\alpha W_{\text{сг max}} = 365$  град ПКВ (рис. 3).

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала от 2100 до 1000 об/мин сгорание начинается все раньше. При постоянной температуре  $T_a = 351$  К угол максимальной скорости сгорания

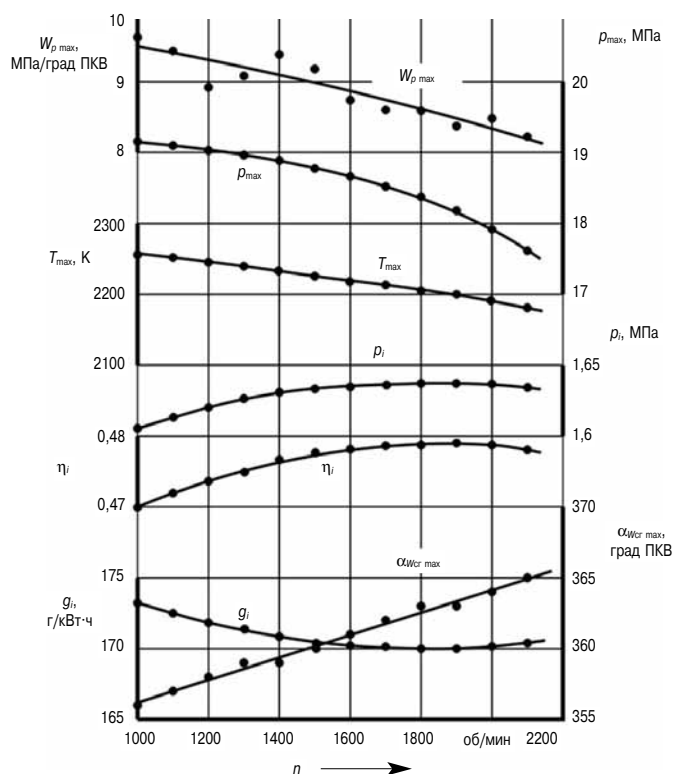


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при постоянной  $T_a = 351$  К

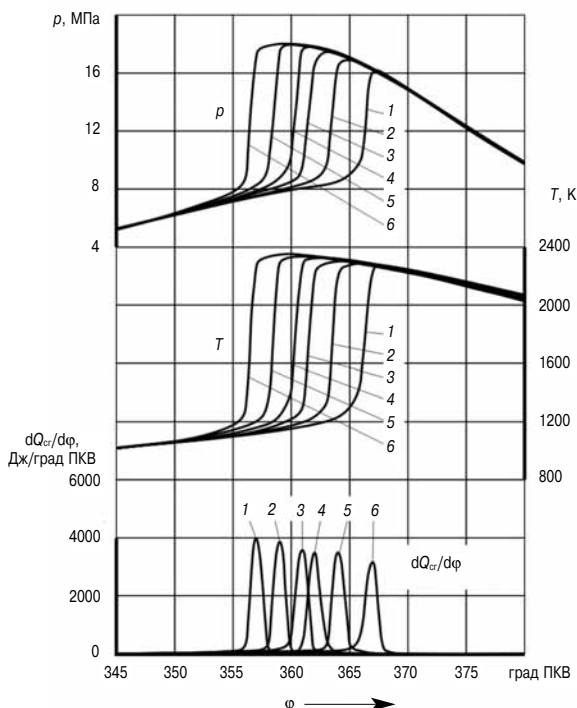
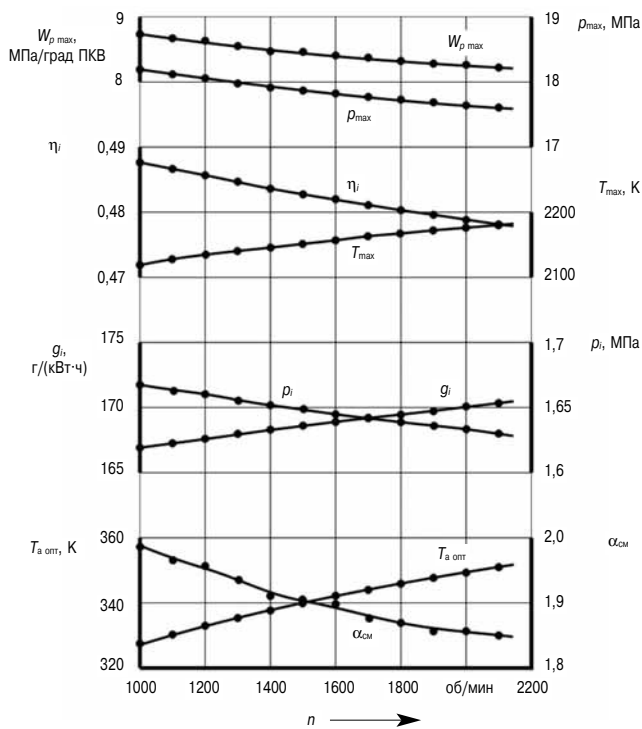


Рис. 4. Влияние частоты вращения коленчатого вала НССИ двигателя на давление, температуру и скорость тепловыделения в цилиндре при постоянной  $T_a = 351$  К: 1 —  $n = 2100$  об/мин, 2 —  $n = 1900$  об/мин, 3 —  $n = 1700$  об/мин, 4 —  $n = 1500$  об/мин, 5 —  $n = 1300$  об/мин, 6 —  $n = 1100$  об/мин



**Рис. 5. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при оптимальной температуре в начале сжатия**

изменился от 365 град ПКВ (при  $n = 2100$  об/мин) до 357 град ПКВ (при  $n = 1100$  об/мин), то есть на 8 град ПКВ (рис. 4). Характер процесса сгорания практически не изменился, но максимальное значение скорости тепловыделения  $dQ_{сг}/d\phi$  имело тенденцию к увеличению в диапазоне 4500–5200 Дж/град ПКВ (см. рис. 3). В результате максимальные значения давления  $p_{max}$ , температуры  $T_{max}$  и скорости нарастания давления  $W_{p\ max}$  в цилиндре увеличились на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град ПКВ соответственно, а индикаторные показатели ухудшились (на ~2 %) (см. рис. 3).

Подбором оптимальной температуры  $T_{a\ опт}$  для каждого скоростного режима удалось замедлить развитие процесса сгорания и увеличить угол максимальной скорости сгорания  $\alpha W_{сг\ max}$  до уровня ~365 град ПКВ (рис. 5). В результате снижения температуры в начале сжатия на меньших частотах вращения коленчатого вала (от 351 до 328 К) коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{см}$  увеличился с 1,85 ( $n = 2100$  об/мин) до 1,98 ( $n = 1000$  об/мин) (на ~7 %), а максимальная температура  $T_{max}$  снизилась на 149 К, до 2110 К (при  $T_a = 351$  К была 2259 К). Максимальное давление  $p_{max}$  и скорость нарастания давления  $W_{p\ max}$  также стали меньше: 18,2 против 19,2 МПа (на 5 %) и 8,75 против 9,63 МПа/град ПКВ (на 9 %) соответственно. Это будет способствовать снижению

механической нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

В результате своевременного развития процесса сгорания индикаторные показатели по внешней скоростной характеристике заметно улучшились. Наибольший эффект зафиксирован при  $n = 1000$  об/мин, улучшение составило 3,8 %. Следует отметить, что при реализации такого регулирования температуры в начале сжатия могут возникнуть проблемы, связанные со сложностью охлаждения наддувочного воздуха (после сжатия в компрессоре до 0,24 МПа) до требуемого уровня.

### Заключение

Разработанная методика расчета рабочего цикла НССИ двигателя учитывает текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. Применение методики при известных конструктивных и регулировочных параметрах НССИ двигателя позволяет определять индикаторные показатели рабочего цикла на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

В результате проведенных расчетных исследований можно прогнозировать следующие показатели рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смеси природного газа и ДМЭ при степени сжатия 14 единиц и давлении начала сжатия 0,24 МПа.

1. Увеличение цикловой подачи смесового топлива (от  $0,13 \cdot 10^{-3}$  до  $0,18 \cdot 10^{-3}$  кг) при постоянстве частоты вращения коленчатого вала (2100 об/мин), давления наддува ( $p_a = 0,24$  МПа) и массовой доли ДМЭ ( $\phi_{DMЭ} = 0,27$ ) приводит практически к линейному росту среднего индикаторного давления  $p_i$  от 1,01 до 1,87 МПа. При этом индикаторный КПД  $\eta_i$  изменяется в диапазоне от 0,459 до 0,473, а удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  — от 172,1 до 177,5 г/кВт·ч.

2. Наибольший индикаторный КПД  $\eta_i$  (0,473) и наименьший удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  (172,1 г/кВт·ч) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесового топлива  $0,13 \cdot 10^{-3}$  кг. При этом максимальная скорость сгорания наступает через 6 град ПКВ после ВМТ ( $\alpha W_{сг\ max} = 366$  град ПКВ), максимальное давление в цилиндре  $p_{max}$  составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа  $T_{max} = 2062$  К при коэффициенте избытка воздуха по смесовому топливу  $\alpha_{см} = 2,05$ .

3. Наилучшие индикаторные показатели при номинальной частоте вращения  $n = 2100$  об/мин, давлении начала сжатия 0,24 МПа и суммарном коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{см} = 1,85$  достигаются в рабочих циклах при температуре начала

сжатия 351 К:  $\eta_i = 0,478$ ,  $p_i = 1,635$  МПа и  $g_i = 170,3$  г/кВт·ч.

4. При снижении частоты вращения коленчатого вала от 2100 до 1000 об/мин и постоянстве других параметров сгорание начинается все раньше:  $\alpha W_{сг\max}$  изменяется от 365 до 357 град ПКВ (при  $n = 1100$  об/мин), максимальные значения давления  $p_{\max}$ , температуры  $T_{\max}$  и скорости нарастания давления  $W_{p\max}$  в цилиндре увеличиваются на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град ПКВ соответственно, а индикаторные показатели ухудшаются на  $\sim 2\%$ .

5. Для сохранения угла максимальной скорости сгорания на уровне  $\sim 365$  град ПКВ и получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла на каждой частоте вращения коленчатого вала целесообразно понижать температуру начала сжатия  $T_a$  от 351 до 328 К (при  $n = 1000$  об/мин).

Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

#### Литература

1. Kong S.C. A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics / S.C. Kong // *Fuel*. — 2007. — 86. — P. 1483–1489.
2. Luszc P.M. Combustion Diagnostics in Homogeneous Charge Compression Ignition Optical and Thermal Single Cylinder Engines / P.M. Luszc // University of Birmingham. — 2009. — 293 p. — <http://etheses.bham.ac.uk/524/1/Luszc09PhD.pdf>
3. Chen Z. Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine / Z. Chen, M. Konno, M. Oguma, T. Yanai // *SAE Technical Paper Series*. — 2000. — № 2000-01-0329. — 10 p.
4. Гусаков С.В. Исследование HCCI процесса с использованием однозонной химико-кинетической модели горения / С.В. Гусаков, И.В. Епифанов // *Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования»*. — 2008. — № 2. — С. 67–73.
5. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метано-воздушной смеси / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // *Сб. науч. тр. по матер. междунар. конф. Двигатель-2007, посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана / МГТУ им. Н. Э. Баумана, каф. «Поршневые двигатели»*. — М., 2007. — С. 57–61.
6. Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС / В.Г. Камалтдинов // *Двигателестроение*. — 2008. — № 3 (233). — С. 17–20.
7. Камалтдинов В.Г. Управление рабочим процессом в HCCI двигателе / В.Г. Камалтдинов, С.С. Никифоров // *Двигателестроение*. — 2010. — № 3 (241). — С. 3–9.
8. Камалтдинов В.Г. Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // *Грузовик*. — 2010. — № 12. — С. 38–47.
9. Камалтдинов В.Г. Влияние геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*. — 2011. — № 2 (56). — С. 9–16.
10. Камалтдинов В.Г. Расчетное исследование влияния рециркуляции отработавших газов на показатели рабочего цикла HCCI двигателя / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков, С.А. Хрипупов // *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*. — 2011. — № 4 (58). — С. 25–32.
11. Камалтдинов В.Г. Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля / В.Г. Камалтдинов // *Двигателестроение*. — 2008. — № 2 (232). — С. 31–34.
12. Федянов Е.А. Особенности теплоотдачи в стенке цилиндра двигателя с самовоспламенением гомогенной топливоздушной смеси / Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // *Изв. ВолгГТУ // межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ*. — Волгоград, 2009. — Вып. 2: — № 7. — С. 72–74. — (Сер. : «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»).
13. Основы практической теории горения: учеб. пособие для вузов / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др.; под ред. В.В. Померанцева. — Л. : Энергия, 1973. — 264 с.
14. Краткий справочник физико-химических величин / Н.М. Барон, А.М. Пономарева, А.А. Равдель, З.Н. Тимофеева; под. ред. А.А. Равделя, А.М. Пономаревой. — 8-е изд., перераб. — Л. : Химия, 1983. — 232 с.