

Изменение закона подачи топлива и повышение давления впрыскивания на холостом ходу приводит к снижению температуры отработавших газов  $T_{ог}$  с 440 до 410 К, уменьшению расхода топлива с 12 до  $8,5 \text{ мм}^3/\text{цикл}$  (см. рис. 6).

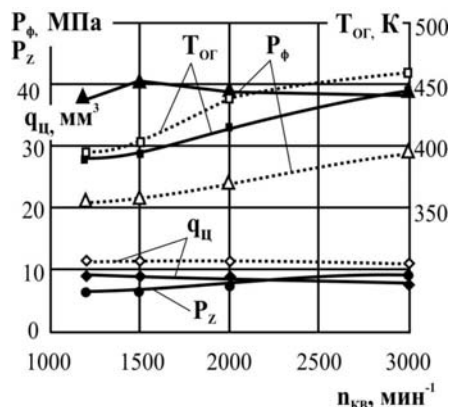


Рис. 6. Изменение параметров дизеля на холостом ходу:

сплошная — модернизированная ТА;  
пунктирная — штатная ТА

#### Выводы

1. Исследования подтвердили эффективность предложенного способа модернизации топливной аппаратуры высокооборотного малолитражного дизеля путем установки форсунки с дифференциальным поршнем. На всех исследуемых режимах работы дизеля зафиксировано увеличение давления впрыскивания и изменение закона подачи топлива (однофазный на ступенчатый или двухфазный). Результаты данного исследования являются очередным шагом к внедрению электронного впрыскивания топлива на отечественном малолитражном дизеле серии 4ДТНА2 (ЧН8,8/8,2).

2. Повышение давления впрыскивания с 32 до 87 МПа за счет применения в топливной аппаратуре непосредственного действия форсунки с дифферен-

циальным поршнем обеспечивает снижение удельного эффективного расхода топлива одноцилиндровым дизелем с непосредственным впрыскиванием на 18,9 % на режиме ( $n_{кв} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,66 \text{ МПа}$ ).

3. На режимах холостого хода в диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля 800 – 3000  $\text{мин}^{-1}$  и цикловых подач 8 – 12  $\text{мм}^3$  форсунка с дифференциальным поршнем обеспечивает двухфазную подачу топлива в цилиндр дизеля и повышение давления впрыскивания с 21 МПа (штатная топливная аппаратура) до 36,5 МПа.

#### Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион-Автодата, 2004. - 344 с.
2. Системы управления дизельными двигателями / Перевод с немецкого. - М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. - 480 с.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением / Л.В. Грехов. - М.: Легион - Автодата, 2007. - 176 с.
4. Грицюк А.В. Результаты разработок топливоподающей аппаратуры для высокооборотного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI междунар. науч.-практ. конф., 27 - 29 мая 2008 г.: Владимир. гос. ун-т. - Владимир, 2008. - С. 112 - 118.
5. Повышение давления впрыскивания в топливной системе высокооборотного дизеля при помощи МИД / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Вестник ХНАДУ. - 2006. - Вып. 32. - С. 50 - 54.
6. Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - №2. - С. 79 - 84.
7. Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - №2. - С. 97 - 101.
8. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков, С.Б. Сафонов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2. - С. 43 - 47.

УДК 629.5.03-8

Р.А. Варбанец, канд. техн. наук

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В СИСТЕМЕ МОНИТОРИНГА D4.0H

#### Введение

Эффективная эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС) базируется на посто-

янным эксплуатационном контроле основных, наиболее значимых параметрах рабочего процесса (ПРП). Под рабочим процессом подразумеваются

также процессы топливоподачи и газораспределения, как его неотъемлемые составляющие [1]. **Актуальность проблемы** эксплуатационного контроля или мониторинга рабочего процесса возрастает с повышением экологических требований (МАРПОЛ 73/78, Пр. VI [2]) и с переменной но, в конечном итоге, возрастающей стоимостью морских топлив MDO, IFO180, IFO380 и т.п. [3].

Математическое моделирование рабочего процесса позволяет анализировать эффективность текущего режима эксплуатации СДВС, производить оценку резерва его нагрузки и находить оптимальное сочетание настроечных параметров топливной аппаратуры (ТА) и механизма газораспределения (МГР).

Из математических моделей рабочего процесса можно особо выделить доступный в on-line программный комплекс «Дизель-РК» разработанный в МГТУ имени Н.Э.Баумана, автор - А.С.Кулешов [4]. Комплекс предоставляет широкие возможности для многофакторного анализа рабочего процесса ДВС и решения n- параметрических задач оптимизации. В процессе разработки системы эксплуатационного мониторинга и диагностики ПРП D4.0H автор статьи не раз пользовался замечательными возможностями «Дизель-РК», за что выражает благодарность А.С.Кулешову и его коллективу.

**Особенностями эксплуатационного мониторинга и диагностики** рабочего процесса судовых ДВС является наличие экспериментальных данных, сложность изменения рабочего режима (судно выполняет коммерческий рейс), необходимость оперативной оценки ситуации и принятия быстрых и эффективных решений по устранению неисправностей, отсутствие или высокая стоимость on-line режима доступа в интернет.

В связи с этим на кафедре СЭУ ОНМУ был разработан программно-аппаратный комплекс DEPAS D4.0H [1], позволяющий производить мониторинг и моделирование рабочего процесса с целью оперативной диагностики состояния ЦПГ, ТА и МГР в эксплуатационных условиях.

**Определение ПРП в эксплуатации**

Во время эксплуатации СДВС с помощью D4.0H для выбранного режима могут быть определены следующие параметры:

- среднее индикаторное давление  $P_i \backslash \backslash \backslash MIP$  ;
- индикаторная мощность цилиндра  $N_i \backslash \backslash Pi$  ;
- частота вращения коленчатого вала  $RPM$  ;

- максимальное давление сгорания в цилиндре:  $p_z, P_z^{\min}, P_z^{\max}(\varphi P_z) - p_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max}(\varphi P_{\max})$  ;

- максимальное давление сжатия  $P_{comp}$  ;

- давление на линии расширения  $P_{exp}(P_{36}^{\circ})$  ;

- максимальная скорость повышения давления

$$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} ;$$

- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}} ;$$

- давление и угол начала сгорания;

$$p_c'(\varphi P_c')$$

- действительные и геометрические фазы топливоподачи  $\alpha, \alpha^G, \varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$  ;

- период и угол задержки самовоспламенения топлива  $\tau_D, \varphi \tau_D$  ;

- фазы газораспределения

$$\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op} ;$$

- давление в любой точке диаграммы -  $p_x$  ;

- данные спектрального анализа на базе FFT и анализ технического состояния ТА и МГР.

Сравнительный анализ указанных ПРП по цилиндрам позволяет определить степень неравномерности их нагрузки. Метод снижения разбаланса механических и тепловых напряжений между цилиндрами двигателя очевиден: устранение дефектов в работе ТА, МГР и ЦПГ, корректировка фаз топливоподачи и газораспределения и затем, - равномерное распределение цикловых порций топлива по цилиндрам.

**Математическая модель рабочего процесса**

Модель рабочего процесса базируется на 1-м законе термодинамики (рис.1):

$$dQ_x = dU + pdV + dQ_w, \tag{1}$$

где  $dQ_x$  - теплота, выделенная при сгорании топлива, расходуется на совершение работы  $pdV$ , изменение внутренней энергии рабочего тела  $dU$  и передачу тепла через стенки цилиндра  $dQ_w$ .

Учет газообмена, работы турбокомпрессора и потерь тепла через стенку цилиндра сделан в соответствии с методикой, изложенной в лекциях профессора В.С.Семенова [5].

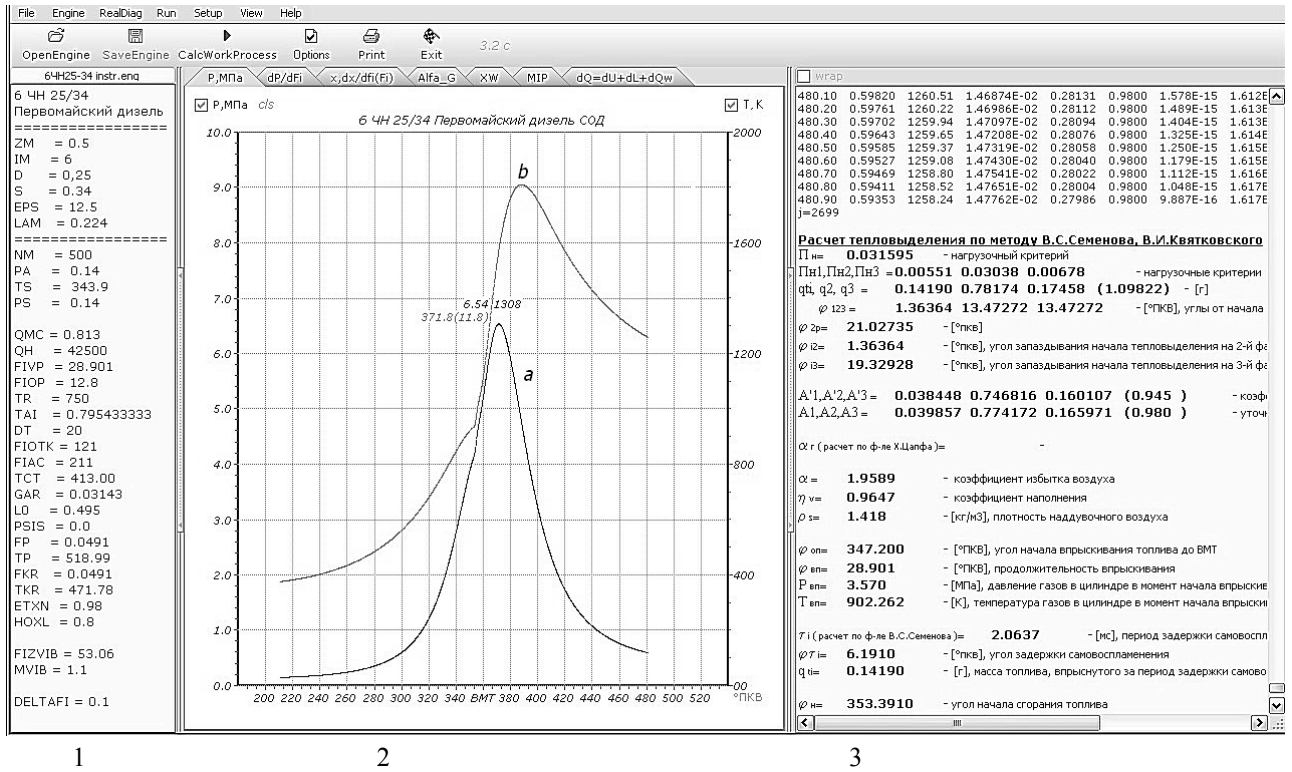


Рис. 1. Основное окно с результатами расчета рабочего процесса СОД:  
 1 – исходные данные; 2 – расчетные диаграммы a : P(φ), b : T(φ) ; 3 – результаты моделирования

Для оценки скорости тепловыделения в цилиндре используется трехфазная модель В.С.Семенова - В.И.Квятковского (рис.2):

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2}, \quad (2)$$

где  $\varphi_i$  - угол задержки воспламенения топлива;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - смещения максимумов скорости тепловыделения на каждой из трех фаз;  $A_1, A_2, A_3$  - коэффициенты, определяемые с помощью нагрузочных критериев:

$$A_1 = \frac{181,4}{\Pi_n} \Pi_{H1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i};$$

$$A_2 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H2}^{0,5} \varphi_2;$$

$$A_3 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H3}^{0,5} \varphi_3;$$

В ряде случаев, когда не используется многофазная топливоподача, может быть использована модель тепловыделения И.И. Вибе [6]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left( \frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (3)$$

где  $m, \varphi_z$  - показатель характера сгорания и условная продолжительность процесса тепловыделения по методу И.И. Вибе (рис.3).

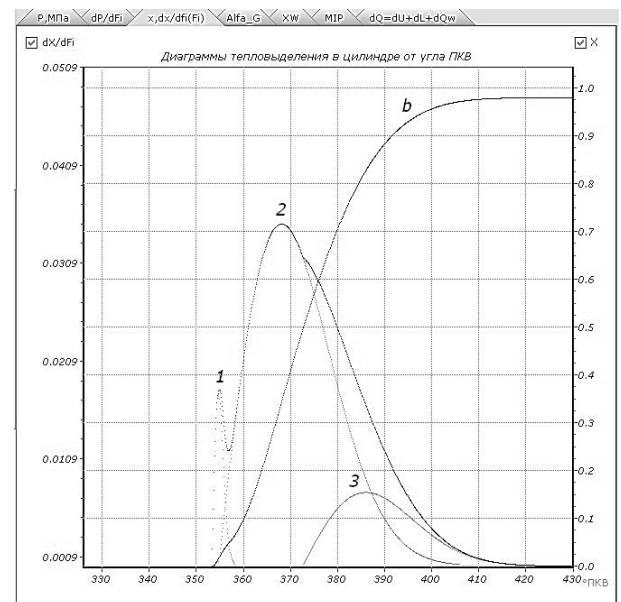


Рис. 2. Кривые тепловыделения в цилиндре (расчет по методу В.С.Семенова)  
 1,2,3- скорость на первой, второй и третьей фазе; b – суммарная доля выделившейся теплоты

Расчет тепловыделения с использованием формулы И.И.Вибе (3) обеспечивает достоверность лишь при точной оценке показателя характера сгорания  $m$  и продолжительности тепловыделения  $\varphi_z$ . Определение  $m$  и  $\varphi_z$  для конкретного рабочего процесса удобно производить имея запись этого процесса в координатах  $P(\varphi)$  с шагом дискретизации не более  $\Delta\varphi=0,5^\circ$  ПКВ [1,3]. В этом случае с помощью безградиентного метода оптимизации Powell'64, минимизируется функционал (см. рис. 4):

$$Z = \sum \left[ \frac{P_j - P(\varphi_j, m, \varphi_z)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min . \quad (4)$$

Используя устойчивый алгоритм минимизации нелинейной функции, определяются значения  $m$  и  $\varphi_z$  так, чтобы добиться максимального совпадения расчетной и реальной диаграмм  $P(\varphi)$  согласно требованиям взвешенного МНК.

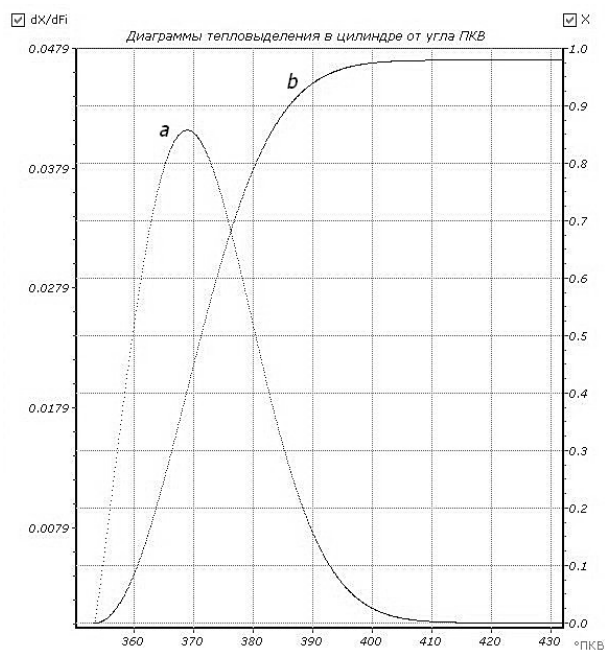


Рис.3. Скорость тепловыделения (a) и доля выделившейся теплоты (b) (расчет по методу И.И.Вибе)

Альтернативой метода И.И.Вибе является метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Метод базируется на предположении о том, что наиболее общим видом кривой тепловыделения является кривая с тремя (в частных случаях с двумя или с одним) максимумами. Метод реализован с помощью нагрузочных критериев, которые непосредственно связаны с массами топлива, впрыснутого за период задержки

самовоспламенения и за весь процесс впрыска топлива. Указанные выше параметры  $m$  и  $\varphi_z$  фактически включены в расчетные уравнения посредством этих критериев.

С помощью метода В.С.Семенова - В.И.Квятковского можно произвести более точное моделирование тепловыделения и рабочего процесса. Использование трехфазной модели тепловыделения в цилиндре позволяет моделировать многофазный впрыск топлива (рис.2), реализованный в современных МОД и СОД. В этом случае метод Powell'64 используется для уточнения нагрузочных критериев  $\Pi_H, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3}$ . Начальные значения нагрузочных критериев рассчитываются по следующим зависимостям [5]:

$$\Pi_H = \frac{q_{11}}{\rho_s V_a};$$

$$\Pi_{H1} = \frac{q_\tau}{q_{11}};$$

$$\Pi_{H2} = \frac{q_2}{\rho_s V_a};$$

$$\Pi_{H3} = \frac{q_3}{\rho_s V_a},$$

где  $\rho_s$  - плотность надувочного воздуха;  $V_A$  - объем цилиндра в начале сжатия;  $q_\tau$  - масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения  $\tau_i$ ;  $q_2, q_3$  - массы топлива, сгоревшие на второй и третьей фазе процесса сгорания.

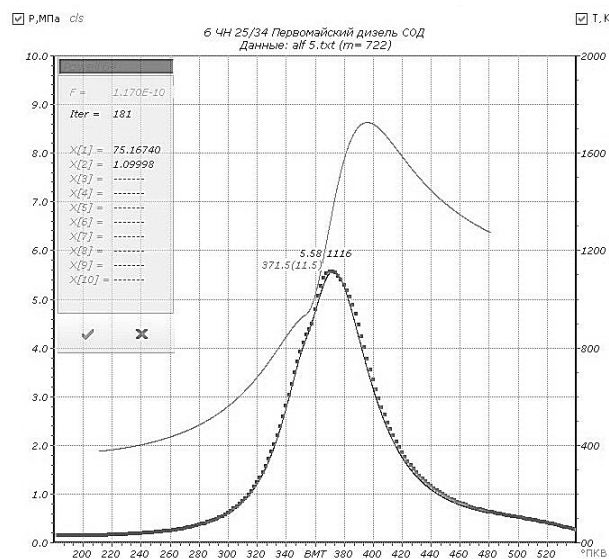


Рис.4. Минимизация функционала (4), определение параметров  $m$  и  $\varphi_z$

Согласно методу Семенова - Квятковского задаются определенные взаимосвязи между отдельными фазами процесса тепловыделения, где каждое следующее смещение максимума скорости тепловыделения зависит от предыдущего:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,3273Cm \cdot D/S; \\ \varphi_2 &= f(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_{inj}, P_H, P_{H1}); \\ \varphi_2 &= f(\varphi_2, Re). \end{aligned}$$

Кроме того, интервал между отдельными фазами тепловыделения также задается в виде эмпирических зависимостей [5].

Эти зависимости были составлены и проверены экспериментально для случаев однофазного впрыска топлива. В современных СДВС все чаще используется многофазный впрыск. Например, в некоторых моделях СОД Wartsila с технологией Low NOx, используется предвпрыск - предварительная запальная порция топлива [7]. В некоторых моделях МОД МС, МС-С используется технология многофазного впрыска топлива, которая позволяет повысить качество сгорания топлива и уменьшить токсичность выходящих газов за счет уменьшения задержки воспламенения и более качественного смесеобразования.

С использованием технологий RT-Flex и ME возможности управления топливоподачей еще более доступны. Управляемый впрыск топлива дает возможность не только варьировать фазы и длительность впрыска топлива в зависимости от нагрузки двигателя, но также в полной мере реализовывать многофазный впрыск по заранее выбранному закону.

В этом случае, изменение зависимостей, заложенных в методе В.С.Семенова - В.И.Квятковского позволяет решить задачу моделирования многофазного впрыска. В качестве начальных значений (условий) отдельных фаз впрыска можно принимать получаемые с помощью DEPAS D4.0H действительные углы топливоподачи  $(\alpha_1, \alpha_2, \dots)$ .

Затем, для уточнения  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  на текущем эксплуатационном режиме минимизируется функционал на участке от  $\varphi_{Pc'}$  до  $36^\circ$  ПКВ за ВМТ:

$$Z = \sum \left[ \frac{P_j - P(\varphi_j, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min. \quad (5)$$

В данном случае безградиентный метод оптимизации Powell'64 позволяет уточнить коэффициенты закона тепловыделения при многофазном впрыске топлива.

После корректировки закона тепловыделения окончательно уточняются нагрузочные критерии  $P_H, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3}$  и цикловая подача топлива. Для этого минимизируется функционал от следующих переменных:

$$Z = \sum \left[ \frac{P_j - P(\varphi_j, q_{cycl}, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3})}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min. \quad (6)$$

После уточнения  $q_{cycl}$  удельный индикаторный  $b_i$  и эффективный  $b_E$  расходы топлива определяются с помощью следующих, известных зависимостей:

$$\begin{aligned} b_i &= \frac{60 \cdot RPM \cdot q_{ци} \cdot i \cdot z}{N_i}; \\ b_E &= b_i / \eta_M, \end{aligned}$$

где  $z = 0,5(1,0)$  для 4-х (2-х) тактных ДВС;  $i$  - количество цилиндров;  $\eta_M$  - механический к.п.д., определяемый на частичных режимах с помощью методики профессора Г.А.Конакова [3].

Необходимо отметить, что функционалы (3), (4) и (5) имеют несколько локальных минимумов, поэтому очень важным является удачный выбор начальных значений. Во многих случаях, в качестве начальных значений фаз  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  и критериев нагрузки  $P_H, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3}$  хорошо подходит предварительный расчет этих величин, заложенный в методе В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Последующая минимизация функционалов (4),(5), (6) уточняет эти значения применительно к текущему эксплуатационному режиму СДВС.

Из решения уравнения (1), записанного в виде конечных разностей, и уравнения состояния газа получается система уравнений (7), решая которую итерационным методом, получаем основные расчетные диаграммы  $P(\varphi), T(\varphi)$ :

$$\begin{cases} P_{J+1} = \frac{q_{ци} Q_H \Delta x + M_J c_{Vj} T_J - 500 P_J (V_{J+1} - V_J) - \Delta Q_w}{0,5(V_{J+1} - V_J) + c_{Vj+1} V_{J+1} / R} \cdot 10^{-3} \\ T_{J+1} = \frac{P_{J+1} V_{J+1}}{R M_{J+1}} \\ \Delta x = 0,5 \left[ \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)_J + \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)_{J+1} \right] \Delta \varphi \end{cases} \quad (7)$$

где:  $P_{J+1}, T_{J+1}$  - давление и температура в J+1 точке;  $\Delta x$  - доля теплоты, выделившейся на расчетном участке;  $q_{ци}, Q_H$  - цикловая подача топлива и низшая теплота его сгорания;  $M_J, c_{Vj}$  - число молей и тепло-

емкость газа в цилиндре на расчетном участке;  $V_J, V_{J+1}$  - объемы цилиндра в начале и в конце расчетного участка;  $\Delta Q_w$  - потеря теплоты в стенке цилиндра;  $R = 8.31(44)$  Дж/(моль•К) - универсальная газовая постоянная (постоянная Менделеева).

Расчетная зависимость  $P(\varphi)$  используется в процессе минимизации функционалов (4),(5),(6) при определении оптимального значения коэффициентов модели рабочего процесса.

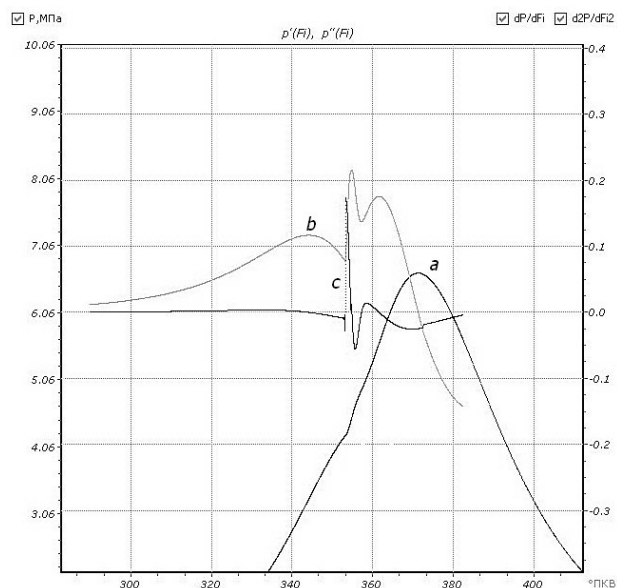


Рис.5. Диаграммы  $a : P(\varphi), b : P'(\varphi), c : P''(\varphi)$

Расчетный модуль системы DEPAS D4.0H позволяет оценить ряд параметров рабочего процесса в цилиндрах СДВС. Для удобства оценки информация представлена в цифровом и графическом видах. Так например, одновременно с расчетом индикаторной диаграммы  $P(\varphi)$ , происходит расчет и отображение скорости и ускорения изменения давления в цилиндре: максимальная скорость повышения давления на первой фазе сгорания  $v_m = dp/d\varphi_{\max}$  (рис.5,  $b$ ) характеризует механическую нагрузку двигателя и ударные нагрузки на элементы кривошипно-шатунного механизма. По координате максимума второй производной (рис.5,  $c$ ) оценивается момент начала сгорания топлива [1]:

$$\varphi P c' \approx \varphi \rightarrow (d^2 p / d\varphi^2)_{\max}$$

Необходимо отметить, что при расчете изохорных теплоемкостей  $Cv_J, Cv_{J+1}$ , используемых при определении внутренней энергии газа  $dU$  (1), в отличие от принятой ранее [5] однопараметрической линейной

зависимости  $Cv' = f(T)$ , используется более точная двухпараметрическая зависимость  $Cv' = f(T, P)$ .

Согласно [3], учет давления при расчете изохорной теплоемкости воздуха актуален в зоне низких и средних температур (до 800К). Именно в этом температурном диапазоне происходит процесс сжатия в цилиндре.

Таким образом, при расчете процесса сжатия переход на более сложную зависимость  $Cv' = f(T, P)$  позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания и получить более корректную модель рабочего процесса в целом. Для процесса сжатия, где различие в методах расчета максимально, процентная погрешность в определении  $Cv$  смеси воздуха и продуктов сгорания может быть определена

по формуле:

$$\Delta C_{см} = 100 \cdot \frac{[\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot [Cv'_{[1,2]} - Cv'_{[3,6]}]}{\gamma_r Cv'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot Cv'_{[3,6]}}$$

где  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;

$\gamma_r$  - коэффициент остаточных газов;

$Cv''$  - теплоемкость продуктов сгорания.

В диапазоне температур и давлений процесса сжатия  $\Delta C_{см} = 7 \dots 10 \%$ .

### Заключение

Математическое моделирование рабочего процесса позволяет анализировать эффективность текущего режима эксплуатации СДВС, производить оценку резерва его нагрузки и определять оптимальное сочетание настроечных параметров ТА и МГР. Наличие экспериментальных данных позволяет уточнять коэффициенты тепловыделения и определять эталонные модели на частичных нагрузочных режимах, а также моделировать последствия регулировки топливной аппаратуры и механизма газораспределения.

В качестве основного метода расчета тепловыделения выбран метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Фазовые коэффициенты и нагрузочные критерии, используемые в нем, определяются с помощью процедуры нелинейного программирования, путем минимизации функционалов (5) и (6), при этом достигается высокая точность построения модели и может быть учтен многофазный впрыск топлива.

Применение более точной двухпараметрической зависимости для расчета изохорной теплоемко-

сти  $C_v = f(T, P)$  позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания.

Главной целью моделирования рабочего процесса в режиме реальной эксплуатации является уточнение расхода топлива и диагностика состояния основных узлов двигателя.

#### Список литературы:

1. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 / Р.А. Варбанец // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2006. - №8(34). – с 144-148.
2. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов // ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с.
3. Варбанец Р.А. Моделирование рабочего процесса в задачах повышения эффективности эксплуатации

судовой дизельной энергетической установки / Р.А. Варбанец // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – № 2. – с.18-22.

4. Кулешов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.

5. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С. Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

6. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 271 с.

7. Wartsila: LOw NOx engines [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.wartsila.com> – 01.06.2009. Анализ последствий корректировки настроечных параметров ТА и МГР, а также изменения ПРП на частичных режимах, отличных от текущего режима эксплуатации возможен с помощью математической модели рабочего процесса.

УДК 537.523:538.4

А.А. Тропина, канд. ф.-м. наук

## ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАЗРЯДА НА ФОРМИРОВАНИЕ НАЧАЛЬНОГО ОЧАГА ПЛАМЕНИ

### Введение

Как первый шаг в развитии процесса горения, процесс воспламенения оказывает огромное влияние на развитие начального очага пламени. Решение проблемы организации эффективного режима горения, обеспечивающего снижение вредных выбросов токсических веществ, образующихся при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС), напрямую связано с организацией устойчивого процесса воспламенения обедненной смеси на стадии формирования начального очага пламени. Поскольку экспериментальное исследование закономерностей формирования начального очага пламени в условиях высоких давлений в десятки атмосфер, характерных для процесса воспламенения в ДВС, является затруднительным, на первый план выходит численное моделирование.

### Анализ последних публикаций

Разряд в межэлектродном промежутке зависит от многих параметров, таких как энергия искры, состав газа, тепловые потери, поле скоростей в окрестности свечи зажигания и т.д. Моделированию процесса искрового воспламенения посвящено достаточное количество работ. Среди последних работ можно отметить [1-5]. Так, в работе [1] исследовалась зависимость минимальной энергии искры от числа Дамкелера. Авторы ограничились рассмотре-

нием процесса искрового воспламенения при ламинарном течении газа и использовали достаточно упрощенную кинетическую схему. В работе [2] моделирование процесса воспламенения, инициированного искровым разрядом, и процесс развития начального очага пламени рассматривался на примере пропано-воздушной смеси. Авторы исследовали влияние энергии искры, тепловых потерь в электроды и стенки камеры сгорания на свойства начального очага пламени при атмосферном давлении и турбулентном течении газа. В работе [3] рассматривалась задача моделирования процесса искрового воспламенения в условиях, характерных для двигателей внутреннего сгорания. Авторы учли влияние турбулентного течения газа, однако практически пренебрегли химической кинетикой (6 реакций).

В работе [4] авторы приводят пример расчета искрового воспламенения и формирования начального очага пламени на основе зонной модели горения, используя упрощенную кинетическую схему, и рассматривая разряд как источник тепловой энергии. В работе [5] авторы представили модель искрового воспламенения с учетом детальной кинетической схемы процесса на примере метано-воздушной смеси, состоящей из 35 компонент, но при этом ограничили случаем ламинарного течения газа при атмосферном давлении.