

К РАСЧЕТУ НА ЗАЕДАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВС

Предложен метод расчета на заедание деталей цилиндро-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания, учитывающий теплофизические и временные факторы в зоне контакта при неустановившемся характере трения. Предложенная методика предусматривает расчет в два этапа: расчет максимальной температуры на контакте и расчет времени, за которое на микровыступе может восстанавливаться адсорбционный слой. Результаты расчета дают возможность теоретической оценки вероятности появления задира в паре трения поршневое кольцо-гильза цилиндра ДВС в условиях повторно-кратковременного режима трения.

Проблема. Проблема задира с последующим катастрофическим износом узлов трения ряда машин, возникающая при постоянном стремлении к их высоким удельным массогабаритным показателям и интенсификации рабочих процессов, становится все более актуальной.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации машин принимаются все меры к повышению сопротивляемости деталей к задиру путем правильного выбора материалов и методов их обработки, оптимизации конструкции, совершенствования приработки, создания гидродинамического режима смазки, улучшения ее противозадириных свойств. Всему этому способствует наличие достаточно надежных расчетно-теоретических методов оценки противозадириной стойкости деталей, обеспечивающих требуемую работоспособность узлов трения. Общепризнанным направлением дальнейшего развития таких методов расчета является комплексный учет влияния механических, тепловых и кинематических факторов.

В работах [2, 3] приведены критериальные зависимости для оценки противозадириной стойкости трущихся тел, однако в них отсутствуют сведения по расчету параметров комплексов, применительно к условиям трения и режимам работы деталей двигателей внутреннего сгорания. Например, формулы по определению контактных температур, характеристик множественного контакта и т.д.

Цель работы. Разработать термовременной метод расчета на заедание деталей ДВС, учитывающий теплофизические и временные факторы в зоне контакта при неустановившемся характере трения.

Основной материал. Известно [1], что под заеданием принято понимать процесс возникновения и развития повреждения поверхности трения вследствие схватывания и переноса материала. Реализация заедания при граничной смазке происходит в такой последовательности [3, 4]. В начале на части поверхности контакта трущихся тел разрушается граничный слой с образованием адгезионных связей между контактирующими поверхно-

стями. Разрушение этих связей при относительном перемещении тел приводит или к умеренному адгезионному изнашиванию (микросхватывание), или, при достижении критического числа адгезионных связей с учетом свойств контактирующих тел, к схватыванию двух поверхностей по всей площади номинального контакта, которое сопровождается вырывами и задирами поверхностей.

Если в процессе скольжения участки поверхности, на которых произошло разрушение граничного слоя, будут успевать пассивироваться, т.е. покрываться адсорбированной пленкой смазочной среды при заданной скорости скольжения, то число участков не будет лавинообразно возрастать и схватывание контактирующих поверхностей не произойдет («самозалечивание» участков).

Скорость, с которой образуется граничный смазочный слой на поверхности определяется температурой, нормальной нагрузкой и временем действия смазочной среды.

С учетом изложенного принимаем следующую расчетную модель:

1. При фрикционном взаимодействии шероховатых поверхностей каждый микровыступ испытывает циклическое воздействие со стороны микровыступа контртела (множественный контакт).

2. Максимальная температура на фактическом пятне контакта рассматривается как сумма средней поверхностной температуры $t_{\text{п}}$ и температурной вспышки t_j в условиях неустановившегося трения.

3. Учет влияния пленки масла на температуру в контакте осуществляется с помощью приведенных теплофизических характеристик.

4. Доля тепла, идущая в каждое из контактирующих тел, находится из равенства максимальных или средних поверхностных температур соприкасающихся поверхностей.

5. Повышение температуры фрикционного контакта не вызывает дополнительных напряжений и деформаций в зоне контакта.

Представленная схема предусматривает проведение расчетов последовательно в два этапа:

1. Расчет максимальной температуры на кон-

также t_{max} и проверка выполнения необходимого условия заедания $t_{max} \geq t_{кр} / n_z$, где $t_{кр}$ – критическая температура заедания, найденная экспериментальным путем при заданных условиях трения; n_z – коэффициент запаса надежности против заедания, зависящий от конструктивных особенностей, свойств контактируемых материалов, режимов работы, погрешности расчетов и других факторов.

2. Расчет времени τ_{ad} , за которое на микровыступе может восстанавливаться адсорбционный слой при его движении между пятнами контакта, и проверка выполнения достаточного условия заедания $\tau_{ad} \leq [\tau]$, где $[\tau]$ – время, достаточное для образования адсорбционного слоя на участках контактирующих поверхностей с разрушенным граничным слоем.

Выполнение двух условий приводит к схватыванию и в дальнейшем к задиру, выполнение только первого условия – к образованию отдельных участков микросхватывания и умеренному адгези-

онному изнашиванию.

Максимальная температура в трибосопряжении поршневое кольцо (ПК) – гильза цилиндра (ГЦ) ДВС при множественном контакте и неустановившемся трении, определяется согласно расчетной схеме (рис. 1) по формулам [5]:

$$t_{max} = t_n + t_j,$$

$$t_{j,min} = \frac{q_k d_c}{2} \sum_{j=1}^N \frac{\alpha_{тп,j}}{\lambda_{пп,j}} [\theta(Fo1_j) - \theta(Fo2_j)], \quad (1)$$

$$t_{j,max} = t_{j,min} + \frac{2\alpha_{тп} q_k}{\sqrt{\pi} \cdot \lambda_m} \sqrt{\alpha_m \tau_m}, \quad (2)$$

$$\tau_m = \delta_m^2 / (3a_m),$$

$$\text{где } \theta(Fo) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^{2\sqrt{Fo}} \operatorname{erf}^2\left(\frac{1}{u}\right) du,$$

$\theta(Fo1_j)$, $\theta(Fo2_j)$ – функции при значениях критерия Fo , соответственно

$$Fo1_j = a_{пп,j} \cdot j\tau_n / d_c^2, \quad Fo2_j = a_{пп,j} \cdot (j\tau_n - \tau_k) / d_c^2;$$

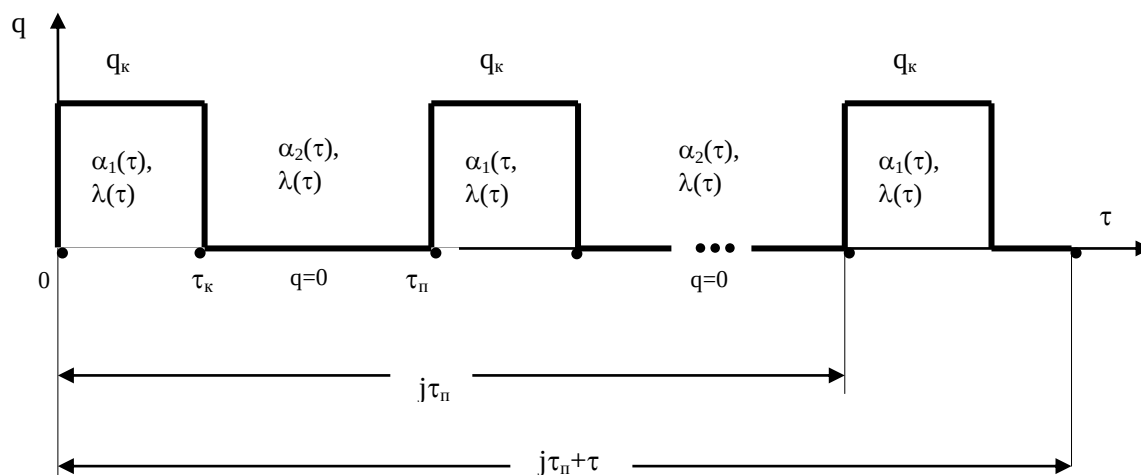


Рис. 1. Расчетная схема теплового взаимодействия неровностей при множественном контакте

τ_n – промежуток времени между двумя последовательными контактами; τ_k – длительность контакта; d_c – средний диаметр пятна контакта; $a_{пп,j}, \lambda_{пп,j}$ – приведенные коэффициенты температуропроводности и теплопроводности за время действия теплового потока (ТП) соответствующего Fo_j ; [5]; a_m, λ_m – коэффициенты температуропроводности и теплопроводности масляной пленки (МП); δ_m – толщина МП; q_k – интенсивность теплового потока; $\alpha_{тп,j}$ – коэффициент распределения теплового потока; N – число циклов нагружения.

При малых значениях критерия Фурье ($Fo < 0,1$) формулу (1) можно упростить

$$t_{j,min} = \frac{2q_k}{\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^N \alpha_{тп,j} \left[\frac{\sqrt{a_{пп,j} \cdot j\tau_n} - \sqrt{a_{пп,j} (j\tau_n - \tau_k)}}{\lambda_{пп,j}} \right]. \quad (3)$$

При $\lambda_{пп,j} = \lambda_n$; $a_{пп,j} = a_n$:

$$t_{min,j} = \frac{2\alpha_{тп} q_k}{\lambda_n} \left(\frac{a_n}{\pi} \right)^{0,5} \sum_{j=1}^N (\sqrt{j\tau_n} - \sqrt{j\tau_n - \tau_k}),$$

что совпадает с выражением, приведенным в работе [6].

Время охлаждения микровыступа рассчитывается как

$$\tau_{ad} = \frac{s - d_{cp}}{V_{ск}},$$

где s – среднее расстояние между пятнами контакта [7, 9]; $V_{ск}$ – скорость скольжения ПК.

Для упругого контакта [6, 8]

$$s_y = \frac{\sqrt{2\pi} \cdot r \cdot \Delta^{\frac{1,5\nu}{2\nu+1}}}{\sqrt{\nu} \cdot \left(\frac{2\sqrt{\pi}}{k_v} \cdot p_c \cdot \Theta \right)^{\frac{\nu-1}{2\nu+1}}}, \quad (4)$$

для пластического контакта

$$s_n = \frac{\sqrt{2\pi} \cdot r \cdot \Delta^{0,5}}{\sqrt{\nu} \cdot (p_c / HB_u)^{\frac{\nu-1}{2\nu}}}, \quad (5)$$

где $\Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot \epsilon^{1/\nu}}$ – комплексная характеристика шероховатостей ПК и ГЦ;

$$\Theta = \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}} + \frac{1 - \mu_u^2}{E_u} - \text{обобщенная упругая}$$

постоянная;

$$r = \frac{r_{\kappa} \cdot r_{\text{ц}}}{r_{\kappa} + r_{\text{ц}}} - \text{приведенный радиус закругле-}$$

ния вершин неровностей;

$R_{\max} = R_{\max, \kappa} + R_{\max, u}$ – наибольшая высота неровностей;

$$\nu = \nu_{\kappa} + \nu_{\text{ц}}$$

$$\epsilon = k_{\nu} \cdot \epsilon_{\kappa} \cdot \epsilon_{\text{ц}} \cdot \frac{(R_{\max, \kappa} + R_{\max, \text{ц}})^{\nu}}{R_{\max, \kappa}^{\frac{1}{\nu_{\kappa}}} + R_{\max, \text{ц}}^{\frac{1}{\nu_{\text{ц}}}}} - \text{параметры опорной}$$

кривой для случая контакта гладкой и шероховатой поверхностей [9];

$$k_{\nu} = \frac{\nu_{\kappa} \cdot \nu_{\text{ц}}}{\nu_{\kappa} + \nu_{\text{ц}}} \cdot \frac{\Gamma(\nu_{\kappa}) \cdot \Gamma(\nu_{\text{ц}})}{\Gamma(\nu_{\kappa} + \nu_{\text{ц}})},$$

где $\Gamma(\nu)$ – числовые коэффициенты, выраженные через Гамма-функции; μ , E , $HB_{\text{ц}}$ – коэффициент Пуассона, модуль упругости и твердость материала ГЦ соответственно.

Для расчета времени восстановления адсорбционного слоя $\tau_{\text{ад}}$ предполагается, что температура заедания $T_{\text{кр1}}$ определяет момент разрушения масляной пленки и образование очагов микросхватывания на поверхности микровыступа. Согласно Кингсбюри [8] связь между долей α_1 металлического контакта при граничной смазке и энергией активации десорбции U описывается уравнением

$$\alpha_1 = 1 - e^{-k_1 \tau}, \quad (6)$$

где

$$k_1 = A \cdot e^{-U/RT}; \quad (7)$$

A – предэкспоненциальный член уравнения Аррениуса, связанный с периодом колебаний адсорбированной молекулы в направлении, перпендикулярном к поверхности, и с расстоянием между адсорбционными центрами; T – абсолютная температура; R – универсальная газовая постоянная; τ – время.

Допуская, что $T = T_{\text{кр1}}$ при $\alpha \approx 0,5$ [8], из выражения (6) получим для константы скорости образования металлических связей

$$k_1 = \frac{\ell n 2}{\tau_k}, \quad (8)$$

где $\tau_k = d_c / V_{\text{ск}}$.

Величина U определяется из формулы Эйкина [8]

$$\alpha_1 = 1 - \exp \left[\frac{-\exp(-U/RT)}{3,2 \cdot 10^5 \cdot V_{\text{ск}} \cdot \left(M/T_M \right)^{0,5}} \right],$$

где M – молекулярная масса; T_M – температура плавления смазочного материала.

Отсюда при $\alpha = 0,5$ энергия активации

$$U = -\ell n \left\{ \ell n 2 \left[3,2 \cdot 10^5 \cdot V_{\text{ск}} \cdot \left(M/T_M \right)^{0,5} \right] \right\} RT_{\text{кр1}}. \quad (9)$$

Таким образом, величину U можно найти из экспериментальных значений $T_{\text{кр1}}$ при различных скоростях скольжения $V_{\text{ск}}$.

Если принять, что скорость адсорбции молекул на поверхность микровыступа с разрушенным граничным слоем при его последующем движении между пятнами контакта пропорциональна доле $(1 - \alpha_2)$ металлического контакта, т.е.

$$\frac{d\alpha_2}{d\tau} = k_2 (1 - \alpha_2),$$

тогда

$$\alpha_2 = 1 - e^{-k_2 \tau}, \quad (10)$$

где α_2 – доля поверхности микровыступа, занятая адсорбционным слоем; k_2 – константа скорости образования адсорбционных связей.

Допуская значения A и U при нагреве и охлаждении микровыступа в достаточной степени близкими между собой, можно записать

$$k_2 = A \cdot e^{-U/RT_n}, \quad (11)$$

где T_n – средняя поверхностная температура.

Полагая, что времени, остаточному для образования адсорбционного слоя на поверхности микровыступа, соответствует $\alpha_2 = 0,95$ найдем

$$[\tau] = \frac{\ell n(0,05)}{k_2}. \quad (12)$$

В качестве примера термовременного расчета на заедание рассмотрено трибосопряжение ПК-ГЦ быстроходного дизеля 8Ч 12/12 в условиях трения на номинальном режиме работы. Основные исходные данные: $R_{\max, \kappa} = 1,6 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{\max, \text{ц}} = 1,44 \cdot 10^{-6}$ м, $r_{\kappa} = 270 \cdot 10^{-6}$ м, $r_{\text{ц}} = 1000 \cdot 10^{-6}$ м, $\nu_{\kappa} = 1,6$, $\nu_{\text{ц}} = 2$, $\epsilon_{\kappa} = 2,16$, $\epsilon_{\text{ц}} = 2,37$, $HB_{\text{ц}} = 4$ ГПа, $P_c = 3,3$ МПа, $\mu_{\kappa} = \mu_{\text{ц}} = 0,23$, $a_{\kappa} = 2,18 \cdot 10^{-5}$ м²/с, $a_{\text{м}} = 8,64 \cdot 10^{-8}$ м²/с, $n = 2600$ мин⁻¹, $q = 2,52 \cdot 10^8$ Вт/м², $\delta_{\text{м}} = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м при угле поворота коленчатого вала - $\varphi = 370^\circ$ п.к.в., $t_n = 160^\circ \text{C}$, $N = 2$.

Среднее расстояние между пятнами контакта согласно работе [9]

$$s = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Используя известное выражение для среднего диаметра пятна контакта, из работы [9] находим

$$d_c = 9,5 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Тогда $\tau_p = \frac{s}{V_{ck}} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ с,}$

$$\tau_k = \frac{d_c}{V_{ck}} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ с}$$

и, соответственно, по уравнениям (1) и (2)

$$t_{\min} = 160,4^\circ\text{C}, \quad t_{\max} = 218^\circ\text{C}.$$

Согласно работе [9] и нашим исследованиям критическая температура для масла М-10Г₂ составляет $t_{\text{кр1}} = 230 \dots 240^\circ\text{C}$.

Следовательно, при данных параметрах трения необходимое условие заедания не соблюдается, и сопряжение ПК-ГЦ будет работать в режиме граничной смазки, хотя с учетом погрешности расчетов (10%) коэффициент запаса надежности против заедания будет минимальным.

Энергия активации при $V_{ck} = 3,6 \text{ м/с}$ и $t_{\text{кр1}} = 240^\circ\text{C}$ из уравнения (9) будет

$$U = 38560 \text{ Дж/моль}$$

и согласно уравнениям (8) и (7)

при $\tau_{ao} = \frac{s - d_c}{V_{ck}} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ с,}$

$$k_1 = 2,657 \cdot 10^5,$$

$$A = 2,681 \cdot 10^5.$$

Константа скорости образования адсорбционных связей при $t_n = 160^\circ\text{C}$ и $\tau_{ao} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ с}$ из выражения (11) равна $k_2 = 2,653 \cdot 10^5$.

Тогда время, достаточное для образования адсорбционного слоя, по формуле (12) $[\tau] = 1,13 \cdot 10^{-5} \text{ с.}$

Таким образом, τ_{ao} больше $[\tau]$ и поэтому достаточное условие заедания не выполняется. Полученные результаты расчетов на заедание трущейся пары ПК-ГЦ подтверждаются работоспособностью дизеля 8Ч 12/12 в условиях номинальной нагрузки.

В заключение следует отметить, что ближайшей задачей совершенствования расчета является дальнейшая разработка экспериментально-теоретических методов оценки энергии активации процессов образования и разрушения граничных слоев моторных масел, а также переходных температур.

Выводы

1. Предложен метод расчета на заедание деталей цилиндра-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания, учитывающий теплофизиче-

ские и временные факторы в зоне контакта при неустановившемся характере трения.

2. Приведены формулы для расчета на заедание трибосопряжения поршневое кольцо-гильза цилиндра ДВС в условиях повторно-кратковременного режима трения.

3. Дан пример расчета на заедание пары трения поршневое кольцо-гильза цилиндра быстрого дизеля, результаты которого подтверждаются экспериментальными данными.

Список литературы:

1. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин. – К.: Наукова думка, 1979. – 188 с. 2. Дроздов Ю.Н. и др. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н.Дроздов, В.Г.Павлов, В.Н.Пучков. – Машиностроение, 1986. – 224 с. 3. Федоров С.В. Термодинамические представления о процессе схватывания металлов при граничной смазке / С.В. Федоров // Трение и износ. – 1988. – т.9. – №3. – С.403 – 413. 4. Буяновский И.А. Температурно-кинетический метод оценки температурных пределов работоспособности смазочных материалов при тяжелых режимах граничной смазки / И.А. Буяновский // Трение и износ. – 1993. – т.14. – №1. – С.129 – 142. 5. Расчет температурной вспышки при множественном контакте и граничной смазке. / В.Г.Заренбин // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБА. – 2011. – №6 – 7. – С.12 – 16. 6. Мышкин Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К. Мышкин, Петровцев М.И. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с. 7. Оценка среднего расстояния между пятнами контакта в паре трения гильза цилиндра -поршневое кольцо двигателя внутреннего сгорания. / В.Г. Заренбин, Г.Г. Карасев // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБА, 2009. №10 – С.23 – 28. 8. Буяновский И.А. Энергия активации процессов реализации переходных температур при граничной смазке // Трение и износ, 1991. – т.12. – №6. – С.1094 – 1107. 9. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526с. 10. Матвеевский Р.М. Влияние температуры на трение и задир при возвратно-поступательном скольжении образцов / Р.М. Матвеевский, В.И.Комендант // Сб. исследование смазочных материалов при трении. – М.:Наука, 1981. – С.89 – 96.

Bibliography (transliterated):

1. Slovar'-spravochnik po treniju, iznosu i smazke detalej mashin. – K.: Naukova dumka, 1979. – 188 s. 2. Drozdov Ju.N. i dr. Trenie i iznos v jekstremal'nyh uslovijah: Spravochnik / Ju.N.Drozdo, V.G.Pavlov, V.N.Puchkov. – Mashinostroenie, 1986. – 224 s. 3. Fedorov S.V. Termodinamicheskie predstavlenija o processe shvatyvanija metallov pri granichnoj smazke / S.V. Fedorov // Trenie i iznos. – 1988. – t.9. – №3. – S.403 – 413. 4. Bujanovskij I.A. Temperaturno- kineticheskij metod ocenki temperaturnyh predelov rabotosposobnosti smazocznyh materialov pri tjazhelyh rezhimah granichnoj smazki / I.A. Bujanovskij // Trenie i iznos. – 1993. – t.14. – №1. – S.129 – 142. 5. Raschet temperaturnoj vspyski pri mnozhestvennom kontakte i granichnoj smazke. / V.G.Zarenbin // Visnik Pridniprov's'koj derzhavnoj akademii budivnictva ta arhitekturi. – Dnipropetrovs'k: PDABA. – 2011. – №6 – 7. – S.12 –

16. 6. Myshkin N.K. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tehicheskie prilozhenija tribologii / N.K. Myshkin, Petrokovec M.I. – М.: FIZMATLIT, 2007. – 368 s. 7. Ocenka srednego rasstojanija mezhdu pjatnami kontakta v pare trenija gil'za cilindra - porshnevoe kol'co dvigatelja vnutrennego sgoranija. / V.G. Zarenbin, G.G. Karasev // Visnik Pridniprovs'koj derzhavnoj akademii budivnictva ta arhitekturi. – Dnipropetrovsk: PDABA, 2009. №10 – S.23 – 28. 8. Bujanovskij I.A. Jenergiya aktivacii

processov realizacii perehodnyh temperatur pri granichnoj smazke // Trenie i iznos, 1991. – t.12. – №6. – S.1094 – 1107. 9. Kragel'skij I.V. Osnovy raschetov na trenie i iznos / Kragel'skij I.V., Dobychin M.N., Komalov V.S. – М.: Mashinostroenie, 1977. – 526s. 10. Matveevskij R.M. Vlijanie temperatury na trenie i zadir pri vozvratno-postupatel'nom skol'zhenii obrazcov / R.M. Matveevskij, V.I. Komendant // Sb. issledovanie smazocznyh materialov pri trenii. – М.: Nauka, 1981. – S.89 – 96.

Поступила в редакцию 01.07.2013

Заренбин Владимир Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры Эксплуатации и ремонта машин Приднепровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: EPM@mail Pgasa.dP.ua.

Мищенко Николай Иванович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры Автомобильного транспорта Автономно-дорожного института Донецкого национального технического университета, Горловка, Украина.

Богомолов Виталий Виленович – старший преподаватель кафедры Эксплуатации и ремонта машин Приднепровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: v-bogomolov66@mail.ru

ДО РОЗРАХУНКУ НА ЗАЇДАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЦІПГ ДВЗ

В.Г. Заренбін, М.І. Міщенко, В.В. Богомолов

Запропоновано метод розрахунку на заїдання деталей циліндро-поршневої групи двигуна внутрішнього згорання, що враховує теплофізичні і часові чинники в зоні контакту при несталому характері тертя. Запропонована методика передбачає розрахунок в два етапи: розрахунок максимальної температури на контакті і розрахунок часу, за який на мікроступі може відновлюватися адсорбційний шар. Результати розрахунку дають можливість теоретичної оцінки вірогідності задиру в парі тертя поршневе кільце-гільза циліндра ДВЗ в умовах повторно-короткочасного режиму тертя.

TO THE CALCULATION ON SEIZURE OF DETAILS OF ZPG OF ICE

V.G. Zarenbin, N.I. Mischenko, V.V. Bogomolov

The method of calculation on seizure of details of cylinder-pistons group of internal combustion engine is offered. Calculations were made taking into account thermophysical and temporal factors in the area of contact at the unset character of friction. The offered method includes calculation in two stages: calculation of maximal temperature on a contact and timing, for which on a microledge an adsorption layer can be restored. The results of calculation enable to conduct theoretical estimation of probability of appearance of jamming in the pair of friction piston-ring-shell of cylinder of internal combustion engine in the conditions of the repeatedly-temporal mode of friction.

УДК 629.4.02

Я.К. Склифус, В.И. Могила

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Рассмотрена возможность применения фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения теплового дизеля. Определены преимущества, недостатки и перспективы данного направления. Описана принципиальная схема системы охлаждения дизеля теплового с использованием фазовых переходов теплоносителя, а также определены рациональные физические свойства и химический состав теплоносителя. Также описаны теоретические и экспериментальные исследования работы серийных радиаторных секций в режиме конденсатора пара, математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара в плоскоовальных трубах, и представлены результаты регрессионного анализа экспериментальных данных.

Постановка проблемы

Дизели теплового являются весьма несовершенными тепловыми машинами: из 100% тепловой энергии сгорания топлива только $\approx 37\%$ преобразуется в полезную работу. Остальная теплота теряется в результате теплоотдачи корпуса дизеля ($\approx 3,5\%$), выбрасывается в атмосферу с выхлопными газами ($\approx 35\%$) и отводится теплоносителями: с

охлаждающей водой рубашки дизеля $\approx 14,5\%$, с охлаждающим маслом $\approx 10\%$, а также отводится часть теплоты наддувочного воздуха с помощью воздухоохладителя [1]. Тепловая энергия, отведенная теплоносителями, рассеивается в холодильной камере теплового, при этом на циркуляцию теплоносителей и привод вентиляторов холодильной

камеры расходуется еще 8-9% от полезной мощности дизеля [2].

Можно выделить два пути повышения экономичности существующих дизелей: использование бросовой тепловой энергии, отведенной с теплоносителями и выхлопными газами, и снижение расходов мощности на функционирование системы охлаждения.

Проанализировав тепловой баланс, можно сделать вывод: дизель тепловоза производит в равной мере механическую и тепловую энергию. Следовательно, необходимо рассмотреть возможность создания когенерационной системы охлаждения, в которой механическая энергия будет использоваться для производства электроэнергии в дизель-генераторе, а тепловая энергия теплоносителей – для испарения второго рабочего тела с последующим преобразованием этой тепловой энергии в механическую.

Анализ последних исследований и публикаций

Фазовые переходы теплоносителей являются наиболее энергоемкими процессами, что делает их очень перспективными в системах охлаждения ДВС и в других теплообменных аппаратах.

Наибольшее распространение системы охлаждения с фазовыми переходами теплоносителей получили в судостроении. Огромные габариты дизельного отделения корабля позволяют использовать испарение и конденсацию дополнительного теплоносителя во всех контурах системы охлаждения. Применение водяного охлаждения забортной водой более эффективно, чем охлаждение воздухом, и позволяет использовать теплоносители с довольно низкой температурой кипения-конденсации. Это дает возможность использовать высокое избыточное давление в испарительных теплообменниках, получать пары теплоносителя с высоким давлением, с последующим использованием этого пара для получения энергии в турбогенераторах и получения машинного холода.

Большая часть систем охлаждения ДВС с фазовыми переходами теплоносителей использует только теплоту уходящих газов, поскольку это наиболее простой вариант. Температура уходящих газов высока и может достигать 350 °С, что позволяет использовать в качестве теплоносителя с фазовыми переходами дистиллированную воду и получать высокие давления пара [3]. Перепад давлений между испарителем и конденсатором в несколько атмосфер дает возможность использовать турбогенераторы высокой мощности, которые способны генерировать энергию в размере 4...10% от полезной мощности дизеля [3], то есть позволяют

повысить общий КПД силовой установки на 4...5,5% [4].

Преобразование тепловой энергии уходящих газов в механическую является весьма перспективным направлением и в автомобилестроении. Компанией BMW ведется разработка проекта «Turbosteamer» по созданию системы утилизации теплоты уходящих газов легковых автомобилей. Создан опытный образец автомобиля с миниатюрной паровой турбиной. Проведенные испытания показали повышение общего КПД на 10 % [5].

Теплота охлаждающей жидкости рубашки ДВС, теплота наддувочного воздуха и масла теоретически также могут быть использованы в турбогенераторах. Однако, температура этих теплоносителей не высока, что препятствует получению высокого перепада давлений между испарителем и конденсатором и значительно снижает эффективность турбогенератора. Также в этом случае в качестве теплоносителя с фазовыми переходами требуется использование легкокипящих жидкостей (фреонов, хладонов и др.) с последующим догреванием образовавшегося пара. Эти трудности существенно ограничили использование теплоты системы охлаждения ДВС с помощью турбогенераторов.

Отдельное внимание следует обратить на использование фазовых переходов для создания искусственного холода. Этот способ утилизации тепловой энергии получил распространение на судовых ДВС. Как правило, используется теплота уходящих газов. Полученный холод, в основном, используется для охлаждения наддувочного воздуха.

Использование теплоты уходящих газов для создания искусственного холода позволяет повысить КПД ДВС на 1,5...2% для эжекторных холодильных машин, и на 3...4% для абсорбционных [4, 6].

Поскольку мощность судовых и тепловозных дизелей очень высока, отведение образовавшегося пара в атмосферу не представляется возможным, и возникает необходимость использовать замкнутый цикл циркуляции теплоносителя с кипением и конденсацией его в теплообменниках.

Процессы кипения довольно часто используются в аппаратах химической и пищевой промышленности, в результате чего был выведен ряд довольно точных расчетных зависимостей, описывающих процесс теплоотдачи при кипении жидкости внутри или снаружи круглых труб. Поскольку охладители масла и наддувочного воздуха на тепловозах чаще всего состоят из круглых трубок, их тепловой расчет при фазовых переходах не составляет особого труда.

Однако процесс теплоотдачи при конденсации пара изучен не достаточно полно: существующие формулы дают различные результаты с высокой погрешностью, а конденсация в трубах некруглого сечения вообще мало изучена.

Постановка задачи

Для повышения эффективности и экономичности системы охлаждения дизеля тепловоза необходимо разработать принципиальную схему системы охлаждения с использованием фазовых переходов теплоносителя и провести тепловые и гидравлические расчеты всех теплообменников системы. Это, в свою очередь, потребует подбора рационального теплоносителя.

Также следует подобрать наиболее эффективную конструкцию конденсатора пара, разработать более точные расчетные зависимости и провести экспериментальную проверку адекватности полученной математической модели.

После проектирования системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителей следует выполнить сравнительный расчет экономичности разработанной и существующей системы.

Результаты исследований

После проведения сравнительного анализа и ряда предварительных тепловых расчетов выяснилось, что применение паровых турбин на тепловозах практически невозможно. Для этого необходимо использование теплоносителя с низкой температурой кипения, что позволило бы добиться высоких давлений в испарителе. Однако, в отличие от судовых систем, где конденсатор пара охлаждается забортной водой с низкой температурой и высоким коэффициентом теплопередачи [3], на тепловозах конденсация пара с температурой фазового перехода ниже $+60^{\circ}\text{C}$ при температуре окружающего воздуха $+40^{\circ}\text{C}$ требует чрезмерно больших затрат мощности. А использование теплоносителя с температурой кипения выше $+80^{\circ}\text{C}$ не обеспечит рациональные значения температур масла и наддувочного воздуха и потребует повышения габаритов теплообменников-испарителей.

Следовательно, температура фазовых переходов теплоносителя должна быть в пределах $60-80^{\circ}\text{C}$, что не позволяет использовать значительный перепад давлений между испарителем и конденсатором.

Согласно результатам расчетов, применение фазовых переходов в контуре охлаждения рубашки дизеля тепловоза экономически и конструктивно не выгодно (повышение затрат мощности и дополнительный теплообменник). Однако применение ки-

пения-конденсации в контуре охлаждения масла и наддувочного воздуха (без использования паровых турбин) имеет явное преимущество над стандартной системой.

Масло и наддувочный воздух имеют свои оптимальные диапазоны рабочих температур. Однако температура кипения охлаждающего теплоносителя имеет постоянное значение при нормальных условиях окружающей среды, что препятствует одновременному использованию фазовых переходов теплоносителя в охлаждении нескольких объектов. В свою очередь применение нескольких различных теплоносителей конструктивно сложно и экономически не выгодно.

Целесообразно разработать способ регулирования температуры кипения теплоносителя, что позволит использовать все преимущества фазовых переходов теплоносителя при охлаждении масла дизеля и наддувочного воздуха, и при этом использовать единый теплоноситель. Наиболее удобным способом является изменение давления в испарителе.

В ходе проектирования был подобран ряд теплоносителей, соответствующих выдвигаемым требованиям. Одним из наиболее выгодных является азеотропный раствор анилина $\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$ (18,2 %) на основе воды (81,8 %), с температурой кипения при нормальных условиях 75°C [7, 8]. Значительное содержание воды обеспечивает невысокую себестоимость и низкую токсичность раствора. (Азеотропные растворы не разделяются при испарении и конденсации и ведут себя как цельное вещество.) Указанный раствор химически и коррозионно неактивен для металлов и резиновых уплотнений, не горюч и не взрывоопасен, химически стабилен. Обладает высокими значениями теплоты фазовых переходов, теплоемкости, невысокой вязкостью и пониженной температурой замерзания -5°C . Путем незначительного изменения давления возможно обеспечение значения температуры кипения, необходимого для охлаждения масла и наддувочного воздуха до рациональных значений.

Описание проектной системы. Приняв во внимание все вышеизложенное, принципиальная схема проектной системы охлаждения тепловозного дизеля с использованием фазовых переходов теплоносителей примет следующий вид (патенты Украины № 54682, 64764, 66915, 66918, 78663, 96712):

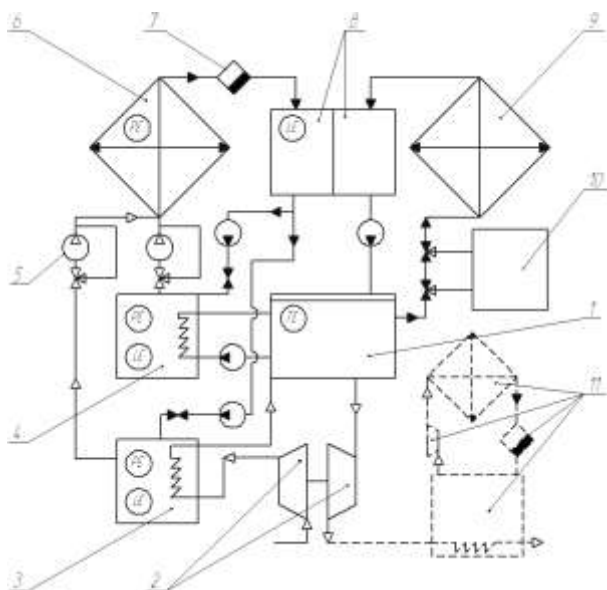


Рис. 1. Принципиальная схема предлагаемой системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителя: 1 – дизель; 2 – турбокомпрессор; 3 – воздухоохладитель; 4 – маслоохладитель; 5 – насосы, компрессоры; 6 – конденсатор «холодного» контура; 7 – конденсатоотводчик; 8 – расширительный бак; 9 – радиатор «горячего» контура; 10 – топливоподогреватель и отопительное оборудование; 11 – контур экономайзера; $\blacktriangle$ – газ; $\blacktriangleright$ – жидкость; $\bowtie$ – вентиль закрытый; LE, PE, TE – датчики уровня, давления, температуры

Система работает следующим образом: жидкий теплоноситель подается из расширительного бака 8 в трубки рекуперативных теплообменников: охладителя наддувочного воздуха 3 и охладителя масла 4. Эти трубки омываются снаружи горячим наддувочным воздухом и горячим маслом соответственно, что вызывает кипение теплоносителя. Образующийся пар забирает теплоту и отводится в конденсатор. Отвод пара осуществляется с помощью компрессора или центробежного насоса в теплое время года, либо самотеком в обход насоса в холодное время года.

Конденсатор 6 обдувается наружным воздухом с помощью вентиляторов холодильной камеры тепловоза, что вызывает охлаждение и конденсацию пара и отвод теплоты. Полученный конденсат отводится через конденсатоотводчик 7 в расширительный бак 8, чем обеспечивается замкнутый цикл.

Охлаждение воды рубашки дизеля осуществляется как в стандартной системе охлаждения: с помощью насоса и радиаторов 9 «горячего» контура.

Топливоподогреватель 10 и отопительное оборудование используют теплоту воды дизеля.

Применение экономайзера 11 в принципе возможно как на существующих системах охлаждения, так и на проектной. Однако дефицит пространства в кузове тепловоза существенно препятствует внедрению экономайзеров, вследствие чего в данной работе расчет экономайзера не проводился.

Фазовые переходы теплоносителя в «холодном» контуре системы охлаждения дизеля тепловоза могут дать ряд существенных преимуществ, относительно традиционной системы:

1. Постоянная рациональная температура охлаждающего теплоносителя, равная его температуре кипения при заданном давлении, независимо от режима работы дизеля и условий окружающей среды.

2. Постоянная оптимальная температура масла при любых условиях окружающей среды (традиционно рабочий температурный диапазон для масла тепловозных дизелей 70...90 °С [9], однако данные значения адаптированы к тому, что охладитель масла и наддувочного воздуха включены последовательно и оказывают влияние друг на друга. В действительности, оптимальная температура масла должна быть 80...90 °С, что обеспечивает высокие смазывающие свойства при минимально допустимой вязкости [10].

3. Снижение расхода мощности на циркуляцию теплоносителей. К примеру, удельная теплота парообразования воды составляет 2257 кДж/кг, а удельная теплоемкость 1 килограмма воды 4,2 кДж/кг·°С [11]. Следовательно, количество теплоты, способное нагреть 54 кг воды на 10°С, может быть отведено путем испарения всего 1 кг воды. Таким образом, насос, подающий жидкость в испаритель, должен перекачивать малый ее объем, что значительно снижает расход мощности на его привод. Также в десятки раз снижается необходимый общий запас теплоносителя. Образовавшийся пар, который отводится в радиаторные секции, имеет очень низкую вязкость, что также значительно снижает гидравлическое сопротивление радиаторов и трубопроводов. При условиях хорошей теплоотдачи от радиаторов возможно обеспечение всасывающего эффекта при конденсации пара, что создаст разность давлений и заставит пар перемещаться самотеком без затрат мощности на его транспортировку.

4. Повышение эффективности радиаторных секций. Объем пара, необходимый для отвода теплоты «холодного» контура, обеспечивает значительную скорость движения пара по трубкам ради-

аторных секций (до 25 м/с). Таким образом, коэффициент теплоотдачи от пара к трубкам и коэффициент теплопередачи радиаторных секций в целом значительно повышается. Это позволяет уменьшить количество радиаторных секций либо снизить расход мощности на привод вентиляторов. (Повышение скорости пара компенсируется его малой вязкостью, что обеспечивает невысокое гидравлическое сопротивление.)

5. Отсутствие накипи и засорений в секциях радиаторов. При кипении происходит постоянная дистилляция теплоносителя. При этом все продукты коррозии и накипеобразования остаются в разборных охладителях масла и наддувочного воздуха, крупные круглые и прямые трубки которых легко поддаются механической очистке.

6. Возможна работа испарительных теплообменников в режиме тепловых аккумуляторов. В системе охлаждения с фазовыми переходами теплоноситель в охладителе масла и наддувочного воздуха не циркулирует постоянно, а только доливается до необходимого уровня и испаряется при кипении. Таким образом, при остановке дизеля кипение теплоносителя прекращается и теплообменник подобен термосу с теплой жидкостью, что весьма выгодно в условиях низких температур окружающего воздуха.

Математическое моделирование. Плоскоовальная форма трубок радиатора является наиболее эффективной и экономичной с аэродинамической точки зрения, что делает стандартные радиаторные секции перспективными для использования в качестве конденсаторов пара.

Однако для точных тепловых расчетов необходимо рассчитывать коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам (далее α_1) для конденсации пара внутри плоскоовальных труб (рис. 2, 3).

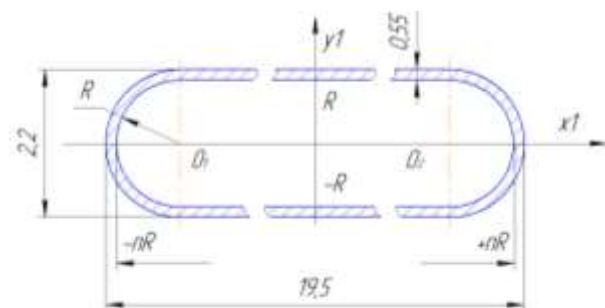


Рис. 2. Сечение плоскоовальной трубки радиатора тепловоза: O_1, O_2 — центры полуовальностей; R — радиусы полуовальностей; n — отношение $2R$ к ширине трубы

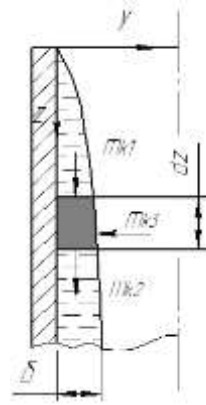


Рис. 3. Схема образования конденсата возле стенки трубки с указанием баланса массовых расходов: m_k — массовые расходы; dz — элементарное кольцо слоя конденсата; δ — толщина пленки конденсата

Для плоскоовального сечения трубы элементарную площадку разобьем на две составляющие (см. рис. 2):

(а) две полуокружности:

$$x_1 \in (-nR; -(n-1)R) \cup ((n-1)R; nR); y_1 \in (-R; R);$$

(б) прямоугольник:

$$x_1 \in (-(n-1)R; +(n-1)R), y_1 \in (-R; R).$$

Передача тепла в потоке теплоносителя при ламинарном режиме определялась уравнением Фурье, при турбулентном — уравнением Фурье-Кирхгофа. Применяя к этим уравнениям преобразование Ханкеля и Лапласа, получили выражения, определяющие распределение температуры по координате y по времени (соответственно: (1) — для ламинарного, (2) — для турбулентного режима) и Δt на элементарном участке:

$$T_{(y,t)} = \frac{qr_0}{\lambda} \int_0^\infty \frac{J_0(y \frac{r_1}{r_0}) J_1(y)}{y} \operatorname{erf}(\frac{y}{r_0} \sqrt{\Psi t}) dy \quad (1)$$

$$T_{(y,t)} = \int_0^\infty \frac{J_0(y/r_0)}{2 \cdot \Psi \sqrt{\pi \cdot t}} \left(\exp\left(-\frac{(y-y/r_0)^2}{4 \cdot \Psi^2 \cdot t}\right) - \exp\left(-\frac{(y+y/r_0)^2}{4 \cdot \Psi^2 \cdot t}\right) \right) dy, \quad (2)$$

где Ψ — коэффициент температуропроводности; T — температура теплоносителя; t — время; y — ось координат, направленная по нормали к стенке; r_1 — радиальная координата; λ — коэффициент теплопроводности; q — плотность теплового потока; r_0 — половина линейного размера элементарного точечного параллелепипеда; $J_0(y \frac{r_1}{r_0})$, $J_0(\frac{y}{r_0})$, $J_1(y)$ — интегральные формулы Бесселя для действительного аргумента; $\operatorname{erf}(\frac{y}{r_0} \sqrt{\Psi t})$ — функция ошибок.

Расчет толщины пленки проводился исходя из баланса массовых расходов для элементарного

кольца слоя конденсата с толщиной dz . Если (см. рис. 3) обозначить поступающую в элементарное кольцо массу конденсата m_{k1} , вытекающую массу конденсата m_{k2} и конденсирующуюся в свободной поверхности пленки массу m_{k3} , то [12]:

$$m_{k1} + m_{k3} = m_{k2}, \quad (3)$$

Для участка (а) массовые расходы определяются формулами [12]:

$$m_{k1} = 2\pi\rho_k \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y) \cdot w_k(y) dy, \quad (4)$$

$$m_{k2} = m_{k1} + \frac{dm_{k1}}{dz} dz, \quad (5)$$

$$m_{k3} = 2\pi \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta} (R-\delta) dz \quad (6)$$

где ρ_k – плотность конденсата; $w_k(y)$ – скорость конденсата; r – удельная теплота испарения; δ – толщина пленки конденсата; Δt – разность температуры пара и температуры стенки.

Для участка (б) массовые расходы рассчитывались по следующим формулам:

$$m_{k1} = \rho_k \int_0^{\delta(z)} (R-y) \cdot w_k(y) dy \cdot 4(n-1)R, \quad (7)$$

$$m_{k2} = m_{k1} + \frac{dm_{k1}}{dz} dz, \quad (8)$$

$$m_{k3} = \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta} (4(n-1)R) dz, \quad (9)$$

Неизвестное распределение скорости $w_k(y)$ было представлено в виде кубической параболы [12]:

$$w_k(y) = A + B \cdot y + C \cdot y^2 + D \cdot y^3. \quad (10)$$

Коэффициенты A, B, C, D определяются граничными условиями [12]:

$$y=0 \quad w_k(y) = 0, \quad (11)$$

$$y=0 \quad \left(\frac{\partial w_k}{\partial y}\right)_0 = \frac{\tau_c}{\eta_k}, \quad (12)$$

$$y=0 \quad \left(\frac{\partial^2 w_k}{\partial^2 y}\right)_0 = \frac{1}{\eta_k} \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k\right), \quad (13)$$

$$y=\delta \quad \left(\frac{\partial w_k}{\partial y}\right)_\delta = \frac{\tau_\delta}{\eta_k}, \quad (14)$$

где τ_c – напряжение на границе конденсата и стенки; τ_δ – напряжение на поверхности пленки вследствие трения пара; dp/dz – падение давления в направлении течения пара [12]:

$$-\frac{dp}{dz} = \zeta \frac{1}{2R} \frac{\rho_{II} w_{II}^2}{2}, \quad (15)$$

где $\zeta = 0,184 \text{Re}_{II}^{-0,2}$; Re_{II} – критерий Рейнольдса

для пара; w_{II} – скорость пара (локальная для взятого участка).

Далее, на основании теплового баланса, была составлена система уравнений, характеризующая процесс теплоотдачи при конденсации пара внутри плоскоовальных труб:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r\rho_k} \cdot \frac{R-\delta}{\delta} &= \frac{d}{dz} \cdot \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y) w_k(y) dy \end{aligned} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r\rho_k \delta} &= \frac{d}{dz} \cdot \int_0^{\delta(z)} (R-y) w_k(y) dy \end{aligned} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{aligned} w_{II} &= \frac{R^2 w_{II0}}{(R-\delta)^2} - \frac{2\rho_k}{(R-\delta)^2 \rho_{II}} \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y) w_k(y) dy \end{aligned} \right. \quad (18)$$

$$\left\{ \begin{aligned} w_{II} &= \frac{w_{II0} R}{(R-\delta)} - \frac{\rho_k}{\rho_{II} (R-\delta)} \int_0^{\delta(z)} (R-y) w_k(y) dy \end{aligned} \right. \quad (19)$$

где w_{II0} – начальная скорость пара на входе в трубку.

Для определения толщины пленки конденсата $\delta(z)$, были численно решены полученные системы уравнений с начальными условиями (14)...(18) а также (20):

$$z=0 \rightarrow \delta(0) = 0; \quad (20)$$

$$z=0 \rightarrow w_{II}(0) = w_{II0}.$$

Решение уравнений (16), (17) проводилось методом Рунге-Кутты; интегралы (18) и (19) были решены методом Симпсона. Далее для заданного шага интегрирования была получена таблица рассчитанных значений толщины пленки конденсата. После аппроксимации полученных значений была получена модель образования пленки конденсата по длине трубы для круглого и плоскоовального сечения.

После вычисления массовых расходов, распределения температуры в средах и толщины пленки конденсата, был определен локальный α_{li} и средний коэффициент теплоотдачи α_{lcp} согласно переданному количеству теплоты:

$$\alpha_{li} = \frac{r \cdot m_{k3} + \Delta t \cdot c_k m_{k2}}{F \Delta t}, \quad \alpha_{lcp} = \frac{\sum \alpha_{li}}{z/h} \quad (21)$$

где c_k – теплоемкость конденсата; F – площадь поверхности трубы; z – длина трубы; h – шаг интегрирования.

Все вычисления проводились в специально написанном программном обеспечении.

Экспериментальные исследования. Для проверки и уточнения результатов численного решения полученной системы уравнений, моделирующей процесс теплоотдачи при конденсации пара внутри труб плоскоовального сечения, проведен ряд физических и численных экспериментов.

Физические эксперименты проводились на серийной водо-воздушной радиаторной секции ВС-0,5. Внутренняя и внешняя поверхности радиаторной секции были тщательно подготовлены путем очистки водяным и воздушным потоками, механической и химической обработками. Далее, для определения чистоты и качества исследуемого образца, были проведены тепловые испытания выбранной радиаторной секции в стандартном режиме с помощью универсального теплотехнического стенда [9]. Отклонение расчетного коэффициента теплопередачи от экспериментального составляло в среднем $\pm 0,4\%$, что позволило использовать расчетные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от поверхности радиаторной секции к воздуху в дальнейших экспериментах.

После этого проводились испытания радиаторной секции в режиме конденсатора пара с помощью модифицированного стенда для теплотехнических испытаний радиаторов (рис. 4).

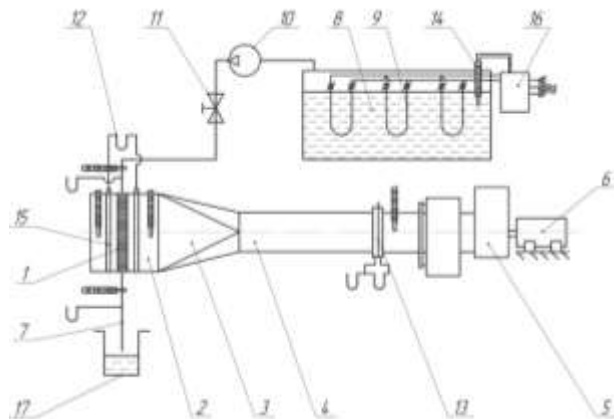


Рис. 4. Схема стенда для теплотехнических испытаний радиаторных секций при конденсации теплоносителя: 1 - радиатор; 2 - патрубок; 3 - переходник; 4 - трубопровод воздуха; 5 - центробежный вентилятор; 6 - электродвигатель; 7 - трубопровод для конденсата; 8 - бак нагревательный; 9 - ТЭН; 10 - компрессор; 11 - вентиль; 12 - микроманометр; 13 - сегментная диафрагма; 14 - термометр; 15 - трубка полного давления; 16 - пульт управления, вольтметр, амперметр; 17 - мерная емкость для конденсата

При проведении эксперимента варьировались значения трех факторов: рабочая длина трубок z (т.е. рабочая поверхность теплообмена), линейная скорость пара на входе в трубки $w_{П0}$ и массовая скорость воздуха на входе в радиатор $u_{вз}$. Остальные факторы (форма трубок радиатора, физико-химические свойства теплоносителя, давления в баке и радиаторе, температура воздуха на входе в радиатор и т.д.) являлись константами.

В соответствии с правилами планирования экспериментов было проведено 15 опытов по три замера данных в установившемся режиме. Результаты экспериментальных исследований были аппроксимированы уравнением регрессии вида $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, u_{вз})$. Однако, $u_{вз}$ не является самостоятельным фактором и включает в себя влияние плотности и температуры охлаждающего воздуха. Исходя из этого, на основании равенства тепловых потоков был проведен расчет температуры внутренней поверхности стенки трубок t_{cm} , прямое измерение которой весьма затруднительно. В построении уравнений регрессии, как и в математической модели наиболее удобно использовать разность температуры пара и температуры стенки $\Delta t = t_{П0} - t_{cm} = t_k - t_{cm}$ (температуры пара и конденсации в данном случае равны, поскольку перегрев пара не применялся).

На основе $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, u_{вз})$ было выведено уравнение регрессии вида $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, \Delta t)$ и экстраполировано на более широкий диапазон значений z и $w_{П0}$. Для конденсации водяного пара в трубке секции ВС-0,5 (см. рис. 2) уравнение регрессии имеет вид:

$$\alpha_{1cp} = 3729 - 7,372 \cdot z - 5101 \cdot \Delta t + 1056 \cdot w_{П0} + 4258 \cdot z^2 - 20940 \cdot \Delta t^2 - 11,259 \cdot w_{П0}^2 - 58,89 \cdot z \cdot \Delta t - 36,9 \cdot z \cdot w_{П0} - 333,06 \cdot \Delta t \cdot w_{П0} \quad (22)$$

Рассчитанные значения Δt позволили провести сравнение результатов математического моделирования с результатами отдельных опытов физического эксперимента, а также с результатами введенного уравнения регрессии.

При конденсации пара внутри трубы плоскоовального сечения, образовавшаяся пленка конденсата под действием сил поверхностного натяжения перемещается на оба закругленных края сечения, освобождая плоскую часть внутренней поверхности. Эти процессы не были учтены при математическом моделировании, что привело к занижению теоретических результатов на $\approx 12\%$ относительно

результатов эксперимента. Это влияние было введено поправочным коэффициентом в программу численного решения теоретических зависимостей.

В итоге среднее отклонение теоретических данных от экспериментальных составило $\approx 17\%$, при этом α_{1cp} для плоскоооальной трубы длиной $z=1$ м может превышать α_{1cp} для круглой трубы эквивалентного диаметра на 30...40%.

Далее был проведен ряд численных экспериментов – сравнение влияния отдельных физико-химических параметров теплоносителя на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри труб плоскоооального сечения (на основе математической модели) и внутри круглых труб эквивалентного сечения (использовались усредненные результаты, полученные по наиболее известным формулам Х. Уонга, В.П. Исаченко, Х. Хартмана, С.С. Кутателадзе, А.А. Жукаускаса, А.В. Болгарского и др.)

Массовая доля анилина в выбранном для проектной системы охлаждения азеотропном водном растворе весьма мала, и почти все физико-химические параметры раствора отличаются от параметров воды в пределах $\pm 5\%$. Единственный параметр, значение которого существенно отличалось – вязкость конденсата. Соответственно, на основе программы для численного решения математической модели процесса конденсации пара был проведен четырехфакторный численный эксперимент, учитывающий влияние на α_{1cp} таких факторов: $\alpha_{1cp} = f(z, w_{п0}, \Delta t, \mu_k)$, где μ_k – динамическая вязкость теплоносителя. Полученные результаты аппроксимированы уравнением регрессии:

$$\begin{aligned} \alpha_{1cp} = & 5437 - 5,6 \cdot 10^3 \cdot z - 23 \cdot 10^3 \cdot \Delta t + \\ & + 956,46 \cdot w_{п0} - 1,53 \cdot 10^6 \cdot \mu_k + 3369 \cdot z^2 + \\ & + 14570 \cdot \Delta t^2 - 5,278 \cdot w_{п0}^2 - 3,135 \cdot 10^9 \cdot \mu_k^2 - \\ & - 3834 \cdot z \cdot \Delta t - 65,288 \cdot z \cdot w_{п0} + 1,9 \cdot 10^6 \cdot z \cdot \mu_k - \\ & - 367,438 \cdot \Delta t \cdot w_{п0} + 1,938 \cdot 10^7 \cdot \Delta t \cdot \mu_k - \\ & - 1,842 \cdot 10^5 \cdot w_{п0} \cdot \mu_k \end{aligned} \quad (23)$$

(для воды $\mu_k = 2,994 \cdot 10^{-4}$ Па·с; для раствора анилина $\mu_k = 9,861 \cdot 10^{-4}$ Па·с; именно -4 степень обуславливает высокие степени в уравнении регрессии)

Уравнение (23) позволяет вычислить α_{1cp} при конденсации пара воды, азеотропного водного раствора анилина либо паров других веществ, отличающихся от воды только вязкостью.

Ведется разработка критериального уравнения, позволяющего вычислять α_{1cp} для различных веществ.

Экономические показатели проектной системы. С использованием полученных уравнений регрессии были проведены уточненные тепловые и гидравлические расчеты для каждого теплообменника проектной системы охлаждения дизеля, использующей фазовые переходы азеотропного раствора анилина. Расчеты проводились для всех температур окружающей среды в диапазоне $t_{в3} = \pm 40$ °С с шагом в 5 °С (рис. 5).

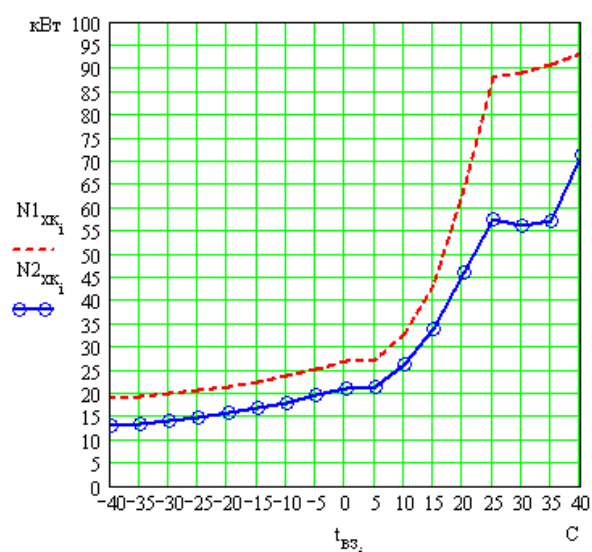


Рис. 5. График влияния температуры окружающей среды на величину суммарного расхода мощности на функционирование «холодного» контура системы охлаждения дизеля тепловоза (2ТЭ116): $N1_{хк}$ – для существующей системы, $N2_{хк}$ – для проектной системы

Выводы

- 1) Применение фазовых переходов в системе охлаждения дизеля тепловоза является возможным и перспективным.
- 2) Применение стандартных радиаторных секций в качестве конденсаторов пара является возможным и имеет преимущества над использованием радиаторов с круглыми трубками.
- 3) Численное решение выведенной системы уравнений (16...19) позволяет с достаточной точностью рассчитать значение α_{1cp} при конденсации пара внутри плоскоооальных труб.
- 4) Использование для расчета α_{1cp} при конденсации пара в плоскоооальных трубах расчетных зависимостей, созданных для круглых труб, может давать существенное искажение результата, следо-

вательно, использование указанного программного обеспечения либо уравнений регрессии (22,23) в данном случае более уместно.

5) Необходимо дальнейшее изучение процесса конденсации пара внутри труб различной формы сечения и разработка критериальных уравнений, описывающих данный процесс в общем виде.

6) Применение фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза позволит добиться снижения среднегодового расхода мощности на привод насосов и вентиляторов «холодного» контура на 20...31% (в зависимости от климатической зоны и конструктивных особенностей системы).

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) [Текст] / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. – М. : Транспорт, 1980. – 384 с. 2. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов [Текст] / А.А.Камаев, Н.Г.Апанович, В.А.Камаев и др.; ред. А.А.Камаев. – М. : Машиностроение, 1981. – 351 с. 3. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках [Текст] / В.М. Селиверстов. – Л. : Судостроение, 1973. – 256 с. 4. Радченко Н.И. Направление утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода [Текст] / Н.И. Радченко, А.А.Стахель, А.А.Сирота, Д.В.Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №4(61). – С. 62-65. 5. Паровой двигатель на BMW 5-й серии [Электронный ресурс] // *Синтезгаз*. – 2008-2013. – М. : Режим доступа: <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-vigatel-na-bmw-5-i-serii/> – 2011. – Название с домашней страницы Интернета. 6. Сирота А.А. Судовые дизельные установки с тригенерационными контурами [Текст] / А.А.Сирота, Т.Бес, Н.И.Радченко, Д.В.Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №8(65). – С. 47-51. 7. Позин М.Е. Справочник химика [Текст] : В 3-х т. / М.Е.Позин, О.Н.Григорьев и др.; ред. Б.П.Никольский; изд. 2-е перераб. и доп. – М. : Химия, 1966. – 1070 с. – Т. 3. 8. Хорсли Л. Таблицы азеотропных смесей [Текст] / Л.Хорсли; перевод с англ. Н.К.Кочеткова; ред. А.Н.Кост. – М. : Издательство иностранной литературы, 1951. –

292 с. 9. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов [Текст] / Ю.А.Куликов. – М. : «Машиностроение», 1988. – 280 с. 10. Воздействие температуры на моторное масло [Электронный ресурс] // «Ойл Юнион» 2010. – Режим доступа: <http://www.oil-union.ru/index/page/id/499/> – 2010. – Название с домашней страницы Интернета. 11. Позин М.Е. Справочник химика [Текст] : В 3-х т. / М.Е. Позин, О. Н. Григорьев и др.; ред. Б. П. Никольский; изд. 2-е перераб. и доп. – М. : Химия, 1966. – 1070 с. – Т. 1. 12. Hartmann H. Wärmeübergang bei der Kondensation strömender Satteldämpfe in senkrechten Rohren [Text] / H.Hartmann // *Chemie-Ingenieur-Technic*. – 1961. – Vol. 5, Bd. 33. – P. 343–348.

Bibliography (transliterated):

1. Dvigateli vnutrennego sgoraniya (teplovoznnye dizeli i gazoturbinnye ustanovki) [Tekst] / A.Je.Simson, A.Z.Homich, A.A.Kuric i dr. – M. : Transport, 1980. – 384 s. 2. Konstrukcija, raschet i proektirovanie lokomotivov [Tekst] / A.A.Kamaev, N.G.Apanovich, V.A.Kamaev i dr.; red. A.A.Kamaev. – M. : Mashinostroenie, 1981. – 351 s. 3. Seliverstov V.M. Utilizacija tepla v sudovyh dizel'nyh ustanovkah [Tekst] / V.M. Seliverstov. – L. : Sudostroenie, 1973. – 256 s. 4. Radchenko N.I. Napravlenie utilizacii tepla v sudovyh dizel'nyh ustanovkah i ih realizacija s primeneniem holoda [Tekst] / N.I. Radchenko, A.A.Stahel', A.A.Sirota, D.V.Konovalev // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2009. – №4(61). – S. 62-65. 5. Parovoi dvigatel' na BMW 5-j serii [Elektronnyj resurs] // *Sintezgaz*. – 2008-2013. – M. : Rezhim dostupa: <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-vigatel-na-bmw-5-i-serii/> – 2011. – Nazvanie s domashnej stranicy Interneta. 6. Sirota A.A. Sudovye dizel'nye ustanovki s trigeneracionnymi konturami [Tekst] / A.A.Sirota, T.Bes, N.I.Radchenko, D.V.Konovalev // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2009. – №8(65). – S. 47-51. 7. Pozin M.E. Spravochnik himika [Tekst] : V 3-h t. / M.E.Pozin, O.N.Grigorov i dr.; red. B.P.Nikol'skij; izd. 2-e pererab. i dop. – M. : Himija, 1966. – 1070 s. – T. 3. 8. Horsli L. Tablicy azeotropnyh smesej [Tekst] / L.Horsli; perevod s angl. N.K.Kochetkova; red. A.N.Kost. – M. : Izdatel'stvo inostrannoju literatury, 1951. – 292 s. 9. Kulikov Ju.A. Sistemy ohlazhdenija silovyh ustanovok teplovozov [Tekst] / Ju.A.Kulikov. – M. : «Mashinostroenie», 1988. – 280 s. 10. Vozdejstvie temperatury na motornoe maslo [Elektronnyj resurs] // "Oil Union" 2010. – Rezhim dostupa: <http://www.oil-union.ru/index/page/id/499/> – 2010. – Nazvanie s domashnej stranicy Interneta. 11. Pozin M.E. Spravochnik himika [Tekst] : V 3-h t. / M.E. Pozin, O. N. Grigorov i dr.; red. B. P. Nikol'skij; izd. 2-e pererab. i dop. – M. : Himija, 1966. – 1070 s. – T. 1. 12. Hartmann H. Wärmeübergang bei der Kondensation strömender Satteldämpfe in senkrechten Rohren [Text] / H.Hartmann // *Chemie-Ingenieur-Technic*. – 1961. – Vol. 5, Bd. 33. – P. 343–348.

Поступила в редакцию 28.05.2013

Склифус Ярослав Константинович – младший научный сотрудник кафедры железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В.Далы, г. Луганск, Украина, e-mail: keiser@i.ua.

Могила Валентин Иванович – канд. техн. наук, проф. кафедры железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В.Далы, г. Луганск, Украина.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВИЗНОГО ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ФАЗОВИХ ПЕРЕХОДІВ ТЕПЛОНОСІЇВ

Я.К. Склифус, В.И. Могила

Розглянута можливість застосування фазових переходів теплоносія в системі охолодження тепловизного дизеля. Визначені переваги, недоліки і перспективи даного напрямку. Описана принципова схема системи охолодження дизеля тепловоза з використанням фазових переходів теплоносія, а також визначені раціональні фізичні властивості і хімічний склад теплоносія. Також описані теоретичні та експериментальні дослідження роботи серійних радіаторних секцій в режимі конденсатора пари, математичне моделювання процесу тепловіддачі при конденсації пари в плоскоовальних трубах, і представлені результати регресійного аналізу експериментальних даних.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE COOLING SYSTEM OF DIESEL ENGINE WITH USING PHASE TRANSITIONS OF HEAT TRANSFER AGENT

Ja.K. Sklifus, V.I. Mogila

The possibility of using the phase transitions of coolant in the cooling system of locomotive diesel engine is considered. Identified strengths, weaknesses and prospects of this area. This design of the cooling system of diesel locomotives using fluid phase transitions, as well as a rational physical properties and chemical composition of the fluid. It also describes the theoretical and experimental studies of serial sections of radiator steam condenser mode, the mathematical modeling of heat transfer during condensation of steam in the flat-oval tubes, and the results of the regression analysis of experimental data.

УДК 621. 43. 016

А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КЛАПАННОГО УЗЛА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Разработана электронная система автоматического регулирования теплового состояния клапанного узла форсированного быстроходного дизеля. Проведена проверка алгоритма работы системы и надежности рабочих элементов в условиях безмоторного эксперимента. Для охлаждения клапанного узла и межклапанной перемычки используется сжатый воздух. Предусматривается внедрение системы регулирования на форсированных дизелях грузовых автомобилей.

Введение

Надежная работа наиболее теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС) двигателя, которые и определяют его моторесурс, в сочетании с высокой топливной экономичностью были и остаются основными показателями перспективности конструкции ДВС. При этом следует заметить, что уровень требований по надежности, экономичности, удельным габаритным и массовым показателям постоянно возрастает.

Тепловое состояние клапанного узла (выпускной клапан, седло, направляющая втулка) является одним из определяющих факторов, влияющих на надежную работу узла в условиях эксплуатации, на его ресурс. Эффективным способом повышения надежности узла, как показали расчетные и экспериментальные исследования, проводившиеся на кафедре ДВС НТУ «ХПИ», может стать локальное воздушное охлаждение как отдельных деталей, так и узла в целом (несколько контуров охлаждения). Выбор варианта охлаждения зависит от уровня максимальных температур деталей в эксплуатации, конструктивных особенностей головки цилиндров (ГЦ), приспособленности ДВС и установки в целом к размещению системы локального охлаждения (ЛО).

Полученные в ходе расчетно-экспериментальных исследований положительные результаты для их практической реализации на ДВС серийного производства требуют разработки средств управления процессами охлаждения в зависимости от теплового состояния деталей в автоматическом режиме. Постоянный подвод охладителя при постоянном давлении на всех режимах, как термически

напряженных, так и ненапряженных, требует существенных затрат мощности двигателя на циркуляцию охладителя с избыточным давлением, что ухудшает экономические показатели ДВС. Решением поставленной задачи может стать разработка системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТС) клапанного узла. Важным моментом также для практической реализации ЛО является и выбор установки, наиболее приспособленной по своим массогабаритным показателям к размещению локальной системы охлаждения. Проведенный предварительный анализ показал, что наиболее рациональным является размещение систем ЛО на дизелях большегрузных автомобилей. На сегодняшний день одними из наиболее известных производителей большегрузных автомобилей являются фирмы Tatra, Scania, Volvo, MAN. В качестве силового агрегата фирмы используют 4-х тактные дизельные ДВС с литровой мощностью от 25 до 30 кВт/л и уровнем форсирования по среднему эффективному давлению от 1,2 до 2,0 МПа. Техника во многих случаях используется в труднопроходимых местностях и в регионах с тяжелыми климатическими условиями.

Повышение уровня форсирования дизелей требует внедрения дополнительных мероприятий для повышения надежности. При этом массогабаритные показатели этой техники допускают размещение дополнительных систем ЛО без заметного ухудшения экономических показателей.

В работе на основе расчетно-экспериментальных исследований показана возможность автоматического управления тепловым состоянием

клапанного узла с системой воздушного ЛО на теплонпряженных режимах эксплуатации.

Анализ публикаций.

Разработке САРТС клапанного узла быстрого дизеля предшествовало обобщение результатов расчетных исследований, моторных и безмоторных экспериментов с применением ЛО, а также современных подходов к практической реализации САРТС на двигателе.

Основным преимуществом воздушного ЛО является возможность локально уменьшать температуру наиболее нагретых участков деталей клапанного узла, уменьшать перепады температур между тарелкой клапана и стержнем, в зоне межклапанной перемычки ГЦ. Эффективность ЛО оценивалась в ходе моторных и безмоторных экспериментов, проводившихся на кафедре ДВС НТУ «ХПИ».

В работе [1] приведены результаты моторных испытаний по определению теплового состояния серийного и охлаждаемого воздухом выпускных клапанов автотракторного дизеля 4ЧН12/14 ($N_e=73,6$ кВт, $n=1800$ мин⁻¹). Испытания проводились по нагрузочной характеристике для режимов с $n=1600$ мин⁻¹, $n=1800$ мин⁻¹. Избыточное давление охлаждающего воздуха P_v изменялось от 0,1 до 0,3 МПа, контролировались также температура охладителя на входе и на выходе и расход. При давлении $P_v=0,1$ МПа снижение температуры выпускного клапана в наиболее нагретых точках тарелки (в центре, вблизи опорной фаски) составило 150-120 °С, снижение температуры стержня вблизи тарелки – 180 °С. Дальнейшее повышение давления P_v до 0,2-0,3 МПа усиливает охлаждающий эффект в среднем на 30-40 °С. Расход воздуха через клапан составил на отдельных режимах 3,7-6,5 м³/час.

В ходе безмоторного эксперимента [2] исследовалось тепловое состояние фрагмента ГЦ дизеля 4ЧН12/14. Фрагмент оснащался термопарами в зоне вставных седел, были выполнены дополнительные воздухоподводящие полости и каналы. Нагрев фрагмента до заданного температурного режима (восстанавливался по результатам ранее проведенных моторных испытаний) осуществлялся с помощью плавильной электропечи. Контролировались расход и давление охлаждающего воздуха, создаваемые автономным поршневым компрессором в диапазоне от 0,1 до 0,3 МПа. Достигнутый максимальный эффект по снижению температуры седла при $P_v=0,3$ МПа составил 80-120 °С вблизи седел клапанов и 50-60 °С на периферийных участках огневого днища головки.

С использованием описанного безмоторного стенда в работе [3] оценивалась эффективность ЛО

индивидуальной головки цилиндров дизеля КаМАЗ-740. При этом для усиления эффекта опытные седла выполнялись с увеличенной теплоотводящей поверхностью, термопары устанавливались не только на огневом днище, но и на самих клапанах. Давление охладителя изменялось в пределах от 0,1 до 0,3 МПа, расход воздуха составил 4,5-5,4 м³/час. Снижение температуры в зоне седла выпускного клапана и самой опорной фаски клапана составило 100-140 °С.

Экспериментальные исследования теплообменных процессов в сопряжении клапан-направляющая втулка проводились на моторном стенде дизеля 4ЧН12/14. Охлаждение стержня при $P_v=0,1-0,3$ МПа существенно повлияло только на температурное поле самого стержня (снижение $\Delta t^\circ=40-120$ °С) и практически не сказалось на температурном поле тарелки. При этом расход охладителя через клапан возрос до 6,5-7,0 м³/час. В том же эксперименте охлаждение направляющей втулки при расходе воздуха от 2,3 до 3,3 м³/час и работе с серийным неохлаждаемым клапаном дало снижение температуры втулки в среднем на 30-40 °С и практически не сказалось на температуре стержня клапана [4].

Проведенный в работе [1] расчетный анализ энергетических затрат на привод поршневого компрессора для приведенных расходов охладителя и в пересчете на развернутый двигатель показал дополнительные затраты мощности в диапазоне от 2 до 7 кВт (на один контур охлаждения) в зависимости от давления.

Как следует из проведенного анализа, современный уровень развития САРТС требует использования систем микропроцессорного управления [5]. Внедрение микропроцессоров (МП) при построении САРТС связано с принципиальными изменениями в их схемах и характеристиках. Преобладают системы с децентрализованным управлением, микропроцессорные системы с изменяющейся структурой, реализующие алгоритмы оптимального управления и регулирования, системы с автоматической настройкой и диагностированием.

САРТС, содержащие в своем составе электронные блоки, по сравнению с традиционными системами регулирования, имеют ряд преимуществ: возможность изменять в широком диапазоне параметры настройки в зависимости от режимов и условий работы двигателя, высокое быстродействие, простота реализации достаточно сложных алгоритмов управления. Введение в состав САРТС МП еще более расширяет их функциональные возможности [5].

При выборе рациональной схемы ЛО клапанного узла и оценке ее эффективности были также использованы результаты расчетных исследований, проводившихся ранее с помощью конечноэлементной узловой математической модели, разработанной на кафедре ДВС НТУ “ХПИ”.

Цель исследования и постановка задачи

Целью исследования является улучшение технико-экономических показателей форсированных быстроходных дизелей автотракторного типа за счет практической реализации управляемого автоматически ЛО деталей клапанного узла и ГЦ.

Для достижения поставленной цели на данном этапе решаются такие задачи:

- усовершенствование конструкции безмоторного стенда [3], дополнение, позволяющее организовать автоматическое включение и отключение подачи охлаждающего воздуха в зависимости от давления воздуха в ресивере и заданной критической температуры;
- выбор или разработка конструкции исполнительных устройств, подбор датчиков, проверка работоспособности этих элементов в безмоторном и моторном экспериментах;
- разработка алгоритмов управления и электронной схемы для их реализации;
- проверка в безмоторном эксперименте работоспособности системы управления.

Основные этапы и результаты исследования.

Принцип работы создаваемой САРТС клапанного узла с ЛО заключается в подаче сжатого воздуха из накопительного ресивера (баллонов) под избыточным давлением 0,1-0,3 МПа через воздухоподводящие каналы, выполненные в ГЦ, с выходом продуктов продувки в атмосферу. Исследование выполнялось в несколько этапов. На первом этапе был проведен расчетный анализ теплонапряженного состояния (ТНС) клапанного узла быстроходного дизеля 4ЧН12/14. По результатам проведенного анализа был выбран контур охлаждения седла выпускного клапана, отличающийся высокой эффективностью при снижении температуры наиболее нагретой и напряженной части выпускного клапана и не требующий внесения и существенных изменений в серийную конструкцию ГЦ.

Система содержит регулятор подачи воздуха (РПВ), который включает подачу при достижении заданной критической температуры седла или выпускного клапана. Для определения критических температур при разработке или доводке конструкции форсированного дизеля проводится серия моторных испытаний, моделирование ТНС. При этом

термометрия клапана (седла) по нагрузочной характеристике сопровождается измерением температуры отработавших газов с помощью серийного датчика, установленного в выпускном коллекторе. Этот серийный датчик и должен косвенно отслеживать температуру клапана, по его сигналу включается или выключается РПВ. На рис. 1 показана нагрузочная характеристика, снятая при моторных испытаниях дизеля 4ЧН12/14 и на которой приведены законы изменения температуры выпускного клапана (точка 1 в центре тарелки) и отработавших газов [1].

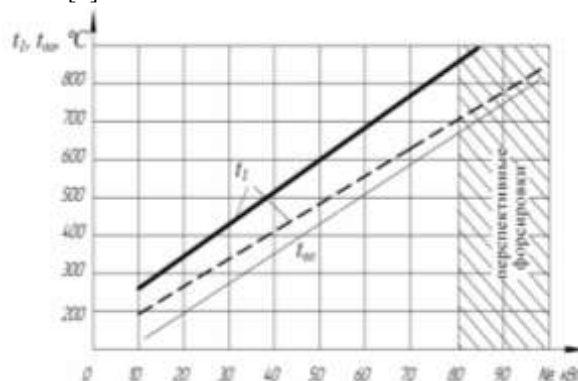


Рис. 1. Нагрузочная характеристика дизеля 4ЧН12/14;

t_1 - температура выпускного клапана в т.1;

— — — — — - серийный клапан;

— — — — — - охлаждаемый клапан, $P_v=0,1$ МПа;

- - - - - температура отработавших газов, $t_{ог}$

Контролю подлежит также избыточное давление в накопительном ресивере, создаваемое приводным компрессором. При падении давления ниже заданного уровня РПВ отключает подачу воздуха в ГЦ, компрессор переводится в рабочий режим для восстановления давления, повторно запрашивается температура отработавших газов и РПВ включает или не включает подачу охладителя.

Для проведения исследования на втором этапе использовался безмоторный стенд, описанный в работах [2, 3], но с внесением дополнений. Схема модернизированного стенда представлена на рис. 2. Объектом исследования является ГЦ дизеля КаМАЗ, оснащенная термопарами и содержащая каналы ЛО.

Регулирование ЛО осуществляется микропроцессорной системой. При включении питания РПВ 9 устанавливается в полностью закрытое положение. В моменты открытия-закрытия включается зеленый HL1 или красный HL2 светодиоды. В крайних положениях (полное открытие-закрытие) соответствующий светодиод горит непрерывно. После установки в исходное положение РПВ начинается проверка температуры, измеряемой термо-

парой 11. При превышении заданной верхней граничной температуры происходит открытие РПВ воздух поступает к седлу выпускного клапана. В открытом положении регулятор будет удерживаться до тех пор, пока температура не станет меньше заданной нижней граничной. При этом будет происходить постоянный контроль давления воздуха в подающей системе посредством датчика 13. Если давление упадет ниже критического, то РПВ будет закрыт до наполнения ресивера 5 и восстановления давления, после чего возобновится проверка температуры.

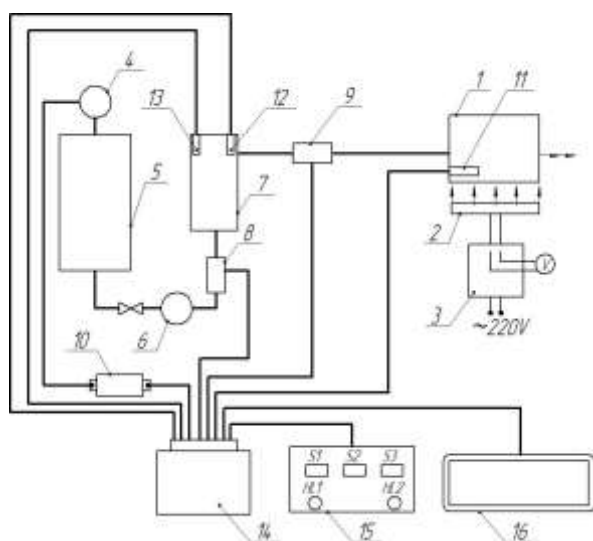


Рис. 2. Структурная схема САПТС клапанного узла:

1 - головка цилиндров; 2 - электропечь; 3 - трансформатор; 4 - компрессор; 5 - ресивер; 6 - расходомер РГ-40; 7 - расширительный бачок; 8 - запорный электромагнитный клапан; 9 - регулятор подачи воздуха; 10 - реле компрессора; 11 - термопара; 12 - датчик температуры воздуха; 13 - датчик давления; 14 - блок управления; 15 - панель управления; 16 - дисплей

Существует возможность при нахождении РПВ в открытом состоянии выполнить его принудительное закрытие (кнопка S2), происходит закрытие и удержание в таком положении в течение

30 секунд. После этого возобновится алгоритм проверки температуры. Если температура, измеряемая термопарой 11, не превышает заданной, то предусмотрено открытие РПВ (кнопка S1). Нахождение в открытом состоянии ограничено 30-тью секундами. Кнопка S3 позволяет выполнить настройку хода регулятора. Для перехода к настройке необходимо нажать кнопку S3 и удерживать ее до окончания настройки. Настройка выполняется относительно полностью закрытого со-

стояния, поэтому, если регулятор будет открыт в момент нажатия кнопки S3, то произойдет его закрытие. О переходе в режим настройки свидетельствует одновременное включение светодиодов HL1 и HL2. Такая настройка необходима при регулировке герметичного прилегания клапана 8 после установки РПВ.

На жидкокристаллическом дисплее 16 возможно отображение информации о давлении воздуха и температуре воздуха в расширительном бачке 7, температуре в контрольной точке седла выпускного клапана, а также времени до закрытия (открытия) РПВ. Система управления выполнена на базе микроконтроллера ATmega16 фирмы Atmel, который работает с тактовой частотой 8 МГц. Напряжение внешнего источника +12В стабилизируется микросхемой LM1815 на уровне +5В для питания всех узлов схемы. В качестве первичного преобразователя температуры в безмоторном эксперименте используется термопара хромель-алюмель, термо-эдс которой усиливается операционным усилителем. Операционный усилитель рассчитан на измерение температуры до 1000⁰С. Далее усиленный сигнал подается на вход внутреннего аналого-цифрового преобразователя (АЦП) микроконтроллера. АЦП настроен на работу в 10-ти битном режиме. опорное напряжение +5В поступает на соответствующий вход микроконтроллера от стабилизатора напряжения. Точность измерения температуры, обеспечиваемая каналом АЦП и с учетом погрешностей в калибровке, не более $\pm 2,5$ ⁰С. Микроконтроллер выполняет программу из внутренней Flash-памяти. На линиях выходного порта, в зависимости от показаний термопары, выставляются сигналы управления РПВ. В качестве регулятора 9 использовался промышленный регулятор холостого хода, устанавливаемый в системах комплексного управления ДВС семейства ВАЗ (рис. 3).

Этот элемент выполнен на основе шагового электродвигателя, дискретное вращение вала которого, посредством передачи винт-гайка, преобразуется в поступательное движение запорного накопника. Для обеспечения логики работы шагового электродвигателя использовалась схема контроллера на микросхемах L297 и L298. Микросхема L297 содержит логику формирования временных последовательностей и позволяет управлять пуском или остановкой шагового электродвигателя, направлением и скоростью вращения его вала. Микросхема L298 выполняет в данном случае функцию формирователя выходного управляющего сигнала необходимой мощности для шагового электродвигателя.



Рис. 3. Регулятор подачи воздуха

Вся необходимая информация передается через линии последовательного обмена UART микроконтроллера и преобразователь интерфейсов на базе MCP2200 на порт USB ноутбука. Каждая посылка включает в себя текущее время, напряжение на выходе с усилителя сигнала термопары, измеряемую температуру и состояние РПВ (0 – закрыт, 1 – открыт). Эти данные для последующей обработки записываются на жесткий диск компьютера в виде текстового файла.

Предварительно проверка работоспособности системы и выполнения заложенного алгоритма выполнялась с использованием кипящих жидкостей и моторных масел. Так при испытаниях в нагретом моторном масле задавались температура открытия РПВ - 150 °C и 100 °C на его закрытие. Анализ передаваемых микропроцессорной системой данных показал плавное нарастание напряжения (температуры) на выходе усилителя, и своевременное (153,7 °C) открытие РПВ. При медленном охлаждении масла закрытие РПВ произошло при 99,2 °C. В результате такой проверки было установлено, что погрешность измерений находится в пределах $\pm 2,5\%$, а алгоритм работы микропроцессорной системы выполняется для задаваемых граничных значений температуры без ошибок.

Следующим этапом проверки работоспособности САПТС был собственно безмоторный эксперимент, в котором задавались граничные температуры и давления в ресивере для включения-выключения РПВ.

На рис. 4 показан характерный пример изменения сигналов от датчиков давления и температуры во времени, отмечены также временные интервалы (289 - 326 с, 356 - 373 с), соответствующие открытому состоянию РПВ. График построен на основе информации, поступившей на жесткий диск ПК в виде текстового файла.

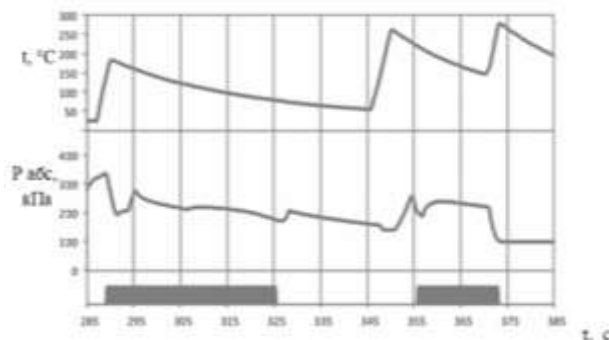


Рис. 4. Изменения сигналов при тестировании САПТС

При этом открытие подачи охлаждающего воздуха для данного тестового варианта задается при 150 °C (289 с), а закрытие – при снижении температуры до 80 °C (326 с). Как только давление в ресивере станет меньше 150 кПа подача воздуха прекращается при любой температуре и включается компрессор для накачки ресивера.

Выводы

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали возможность автоматического управления системой ЛО клапанного узла для задаваемых в программе критических температур деталей узла, характерных при высоких уровнях форсирования. Разработанная САПТС подтвердила свою работоспособность, надежность в условиях безмоторного эксперимента. Полученные результаты будут использованы при подготовке моторного эксперимента, в котором в качестве задающего параметра предполагается контролировать температуру отработавших газов, а также отслеживать давление охлаждающего воздуха в ресивере.

Список литературы:

1. Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02./ Тринёв А.В. - Х. - 1995. - 24с.
2. Тринёв А.В. Исследование условий локального воздушного охлаждения днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда / А. В. Тринев, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный, В. И. Вахрушев // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2. - с. 15-20.
3. Тринёв А.В. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров двигателя КаМАЗ в безмоторном эксперименте / А. В. Тринев, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, А. Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. - 2011. - №2. - с. 19 - 24.
4. Тринёв А.В. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля / А. В. Тринев, А. Ф. Минак, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2. - с. 15-20.
5. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання: у бт. т. 3 Комп'ютерні системи керування ДВЗ / А. П. Марченко, М. К. Рязан-

цев, А. Ф. Шеховцов; за ред. А. П. Марченка та А. Ф. Шеховцов. - Харків: Прапор, 2004. – 344с.

Bibliography (transliterated):

1. Trinjov A.V. Uluchshenie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya vyipusknykh klapanov forsirovannykh traktornykh dizeley: avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.04.02./ Trinjov A.V. - H. – 1995. – 24s. 2. Trinjov A.V. Issledovanie usloviy lokalnogo vozdušnogo ohlazhdeniya dnisha golovki tsilindrov s ispolzovaniem bezmotornogo stenda / A. V. Trinjov, A. N. Avramenko, S. V. Oboznyi, V. I. Vahrushev // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.- 2007.- №2.- s. 15-20. 3. Trinjov A.V. Otsenka

effektivnosti lokalnogo ohlazhdeniya golovki tsilindrov dvigatelya KaMAZ v bezmotornom eksperimente / A. V. Trinjov, V. T. Kovalenko, S. V. Oboznyi, A. N. Klimenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2011.- №2.- s. 19 – 24. 4. Trinjov A.V. Eksperimentalnyi analiz teplovogo sostoyaniya vtulki vyipusknogo klapana traktornogo dizelya / A. V. Trinjov, A. F. Minak, V. T. Kovalenko, A. N. Avramenko, S. V. Oboznyi // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.- 2007. - №2. – s. 15-20. 5. Marchenko A. P. Dviguni vnutrishnogo zgoryannya: u 6t. t. 3 Komp'yuterni sistemi keruvannya DVZ / A. P. Marchenko, M. K. Ryazantsev, A. F. Shehovtsov; za red. A. P. Marchenka ta A. F. Shehovtsov. - Harkiv: Prapor, 2004. – 344s.

Поступила в редакцию 28.05.2013

Тринёв Александр Владимирович - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, тел. 0967596021.

Сивых Дмитрий Георгиевич - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры колесно-гусеничных машин, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: sivikh@rambler.ru

Синявский Евгений Валериевич – магистр кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: nardtron@mail.com.

Пилипенко Олег Юрьевич - магистр кафедры колесно-гусеничных машин Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: andgak@gmail.com.

АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ КЛАПАННОГО ВУЗЛА ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

О. В. Триньов, Д. Г. Сивих, Є. В. Синявський, О. Ю. Пилипенко

Розроблена електронна система автоматичного регулювання теплового стану клапанного вузла форсованого швидкохідного дизеля. Проведена перевірка алгоритму роботи системи та надійності робочих елементів в умовах безмоторного експерименту. Для охолодження клапанного вузла і міжклапанної перетинки використовується стиснене повітря. Передбачається впровадження системи регулювання на форсованих дизелях вантажних автомобілів.

AUTOMATIC CONTROL OF THE THERMAL STATE OF THE VALVE UNIT IN HIGH-SPEED DIESEL ENGINE

A.V. Trinjov, D.G. Sivyh, E.V. Sinyavskii, O.Y. Pylypenko

Developed an electronic system of automatic control of the thermal state of the valve unit of the high-speed diesel engine. The algorithm of the system and the reliability of the work items in a non-motorized experiment was audited. For cooling the valve unit and the arch between the valves a compressed air was used. It is expected to use such controll system at high-load lorry diesels.

УДК 621.43.052

A.P. Marchenko, D.E. Samoilenko, Omar Adel Hamzah

THE PROBLEMS OF UTILIZATION OF FLARE GASES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

The problem of flare gases utilization in internal combustion engines is considered. Flaring associated gas from oil drilling sites is the most promising fuel for such purpose. Also the problems of detonation arising during the operation of internal combustion engines on flare gases are also studied. It is shown that the only independent parameter that affects the occurrence of detonation during operation of a gas engine is methane number which is a physical characteristic of the gas. The new conception of the internal combustion engine with on-board steam reformer to avoid the problem of detonation is offered in present study.

Introduction

Flare gases such as flaring associated gas from oil drilling sites can be utilized in Internal Combustion Engines. At present, such gas is just flaring in gas combustion devices that is harmful for human health, and is a contributor to the worldwide anthropogenic

emissions of carbon dioxide. For example, oil refinery flare stacks may emit methane and other volatile organic compounds as well as sulfur dioxide and other sulfur compounds, which are known to exacerbate asthma and other respiratory problems. Other emissions include, aromatic hydrocarbons (benzene, tolu-

ene, xylenes) and benzapyrene, which are known to be carcinogenic.

As of the end of 2011, 150 billion cubic meters of associated gas are flared annually. That is equivalent to about 25 per cent of the annual natural gas consumption in the United States or about 30 per cent of the annual gas consumption in the European Union [1].

The top ten leading contributors to world gas flaring at the end of 2011, were (in declining order): Russia (27%), Nigeria (11%), Iran (8%), Iraq (7%), USA (5%), Algeria (4%), Kazakhstan (3%), Angola (3), Saudi Arabia (3%) and Venezuela (3%) [2].

That amount of flaring and burning of associated gas from oil drilling sites is a significant source of carbon dioxide (CO₂) emissions. Some 400 million tons of carbon dioxide are emitted annually in this way and it amounts to about 1.2 per cent of the worldwide emissions of carbon dioxide. That may seem to be insignificant, but in perspective it is more than half of the Certified Emissions Reductions (a type of carbon credits) that have been issued under the rules and mechanisms of the Kyoto Protocol as of June 2011 [1, 3].

Satellite data on global gas flaring show that the

current efforts to reduce gas flaring are paying off. From 2005 to 2010, the global estimate for gas flaring decreased by about 20%. The most significant reductions in terms of volume were made in Russia and Nigeria [1,4].

From the other side flare gas can produce energy by using it in internal combustion engines.

The problem of utilization flare gases is solved in Ukraine at mine named after Zasjadko [5]. In 2004 at mine named after Zasjadko started designing powerful cogeneration plant using coal mine gas as a motorfuel. The first phase of the station with electrical capacity of 36 MW and 35 MW was equipped with 12 pre-chamber gas-powered GE Jenbacher engines. The station was commissioned in 2006 on the eastern industrial area of the mine.

To study the possibility of using flare gases in Internal Combustion Engines it is important to know the properties and fuel characteristics of such gases. The major flare gas fuel properties are: Specific Gravity & Density, Moles and Molecular Weight, Heat Value.

The major physical properties of Gases are shown in Table 1[6].

Table 1: Physical Properties of the main components of flare Gases (Metric Units)

Gas Density, 0°C, 101,31 kPa Heat Value: At 0°C												
Gas	Formula	Boiling Pt at 101.3 kPa	Specific Gravity (Air = 1)	Nm ³ Gas/kg	Nm ³ Gas/L Liquid	kg/L Liquid	MJ/Nm ³ Vapor (LHV)	MJ/Nm ³ Vapor (HHV)	MJ/kg Liquid (LHV)	MJ/L Liquid (LHV)	Air Required For Combustion (Vol/Vol)	Flammability Limits Volume Percent In Air Mixture
												Lower Higher
Methane	CH ₄	-161,51	0,5539	1,3997	0,4190*	0,2994*	35,746	39,700	50,034	14,980*	9,53	5,00 15,00
Ethane	C ₂ H ₆	-88,59	1,0382	0,7468	0,2856	0,3556	63,626	69,558	47,516	16,697	16,67	2,90 13,00
Propane	C ₃ H ₈	-42,07	1,5226	0,5119	0,2578	0,5062	90,992	98,900	46,579	23,678	23,82	2,00 9,50
iButane	C ₄ H ₁₀	-11,79	2,0068	0,3864	0,2171	0,5619	117,937	127,823	45,571	26,606	30,97	1,80 8,50
nButane	C ₄ H ₁₀	+0,51	2,0068	0,3864	0,2253	0,5831	118,346	128,231	45,729	26,665	30,97	1,50 9,00
iPentane	C ₅ H ₁₂	+27,63	2,4912	0,3112	0,1940	0,6234	145,397	157,264	45,248	28,208	38,11	1,30 8,00
nPentane	C ₅ H ₁₂	+36,05	2,4912	0,3112	0,1961	0,6301	145,589	157,578	45,307	28,548	38,11	1,40 8,30
Hexane	C ₆ H ₁₄	+68,72	2,9755	0,2606	0,1728	0,6630	173,104	186,940	45,111	29,909	45,26	1,10 7,70
Heptane	C ₇ H ₁₆	+98,37	3,4598	0,2241	0,1539	0,6869	200,478	216,287	44,927	30,860	52,41	1,00 7,00
Octane	C ₈ H ₁₈	+125,65	3,9441	0,1966	0,1387	0,7056	227,831	245,626	44,792	31,605	59,55	0,80 6,50
Carbon Monoxide	CO	+156,44	0,9670	0,8018	+	+	12,598	12,598	10,101	+	2,39	12,50 74,20
Carbon Dioxide	CO ₂	+42,91	1,5196	0,5103	0,4167	0,8167	0	0	0	0	+	+
Hydrogen	H ₂	+217,17	0,0696	11,1651	+	+	10,766	13,451	120,203	+	2,39	4,00 74,20
Hydrogen Sulphide	H ₂ S	-60,27	1,1767	0,6589	0,5272	0,8001	23,065	25,043	15,198	12,160	7,20	4,30 45,50
Oxygen	O ₂	-182,95	1,1048	0,7018	0,8002	1,1403	0	0	0	0	+	+
Nitrogen	N ₂	-195,80	0,9672	0,8016	0,6478	0,8081	0	0	0	0	+	+
Air		-194,34	1,0000	0,7754	0,6771	0,8733	0	0	0	0	+	+

The most important flare gas characteristics are stoichiometric air/fuel ratio and methane number (MN). All these properties and characteristics have a core influence on detonation of the engine.

The purpose of this paper is to analyze the problems of detonation arising during the operation of

internal combustion engines on flare gases, and finding possible ways to overcome it.

Detonation and Pre-ignition

Detonation and pre-ignition are two forms of abnormal combustion that involve uncontrolled burning of the fuel-air mixture in the cylinder. Pre-ignition is the term used to describe premature ignition of the

fuel-air mixture before the spark plug has fired. Detonation describes the scenario where the fuel-air mixture is ignited at the proper time by the spark plug and a second ignition event takes place in the unburned fuel-air mixture before the normal combustion sequence can go to completion. Both events are potentially damaging to the engine due to their potential to produce localized high temperatures and sharp rises in pressure.

Pre-ignition is typically a result of a “hot spot” in the combustion chamber. Such hot spots may occur at sharp edges on the engine parts (such as valves or spark plugs) if they get too hot, or from carbon deposits in the combustion chamber. If these hot spots cannot cool between combustion cycles, they can get hot enough to serve as an ignition source themselves and will light the fuel-air charge before the spark plug gets the chance. Detonation is the result of a more complex set of circumstances, involving the combined influence of fuel quality, engine design, engine set-up, site construction, ambient conditions, and engine loading. If enough of these inputs stray from their proper ranges during engine operation, combustion that begins normally can suddenly see a portion of the unburned gas self-ignite before it has been met by the primary flame front. The flame fronts from these two combustion sources will eventually collide, creating a sharp metallic “ping” sound that is the audible evidence of detonation.

Detonation is the event often called “knocking” in car’s gasoline engine.

Normal combustion

Burning of the fuel-air mixture is started by the spark plug. The flame front progresses uniformly across the combustion chamber until the entire fuel-air charge is burned. Heat released by combustion produces a rise in pressure that pushes the piston down in the cylinder, producing useful work at the crankshaft. Refer to Fig. 1.

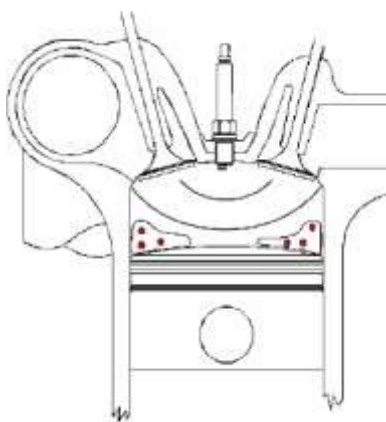


Fig. 1. Normal combustion

Detonation

The advancing flame front compresses the unburned fuel-air mixture, pushing its temperature beyond the auto-ignition point. The unburned portion of the mixture self ignites, creating a sharp rise in pressure and localized high temperatures. Refer to Fig. 2.

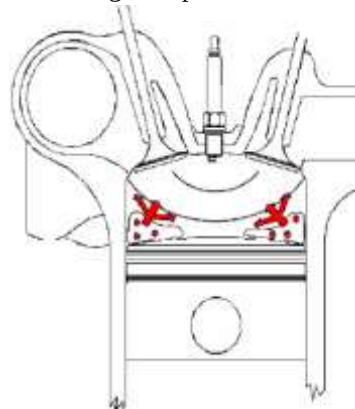


Fig. 2. Combustion with detonation

As described earlier, detonation results from one of several factors being out of range either at the start of, or during, the combustion sequence. The basic driver for detonation is the temperature of the unburned gas, or “end gas”, before it is ignited by the flame front. Because of this, the list of direct causes for detonation can be pretty well defined (although the root causes for those conditions can sometimes be more difficult to establish).

Direct causes of detonation include:

Fuel-air charge temperature too high: High starting temperature of the fuel-air mixture results in temperature rise in the end gas beyond the auto-ignition threshold.

Low fuel MN: Fuel gas does not have sufficient resistance to detonation. The fuel autoignition temperature is low compared to the standard fuel resulting in auto-ignition under normal combustion pressure rise conditions.

Focusing just on engine attributes that directly play into detonation sensitivity, four design issues come to the forefront:

- Compression Ratio
- Ignition Timing
- Aftercooler Temperature
- Power Rating
- Methane number.

In the next investigation will be studied how several of the factors are directly related to one another.

Compression Ratio

The compression ratio of the engine and the fuel MN go hand-in - hand when searching for the proper engine for a given flare gas fuel. High compression ratios tend to increase in-cylinder pressures, making

factors sensitive to the pressure rise critical with regard to detonation. Low MN fuels burn faster than higher MN fuels, creating steeper pressure rise rates that are not well matched to high compression ratios. In general, low MN fuels require low compression ratio engines.

Ignition Timing

Ignition timing is also directly tied to fuel MN and pressure rise rate. Achieving peak combustion pressure at the proper time in the piston's movement in the cylinder requires that the spark plug fire at a precise moment in advance of that point. The timing of that "spark advance" depends heavily on the burning rate of the fuel, which is closely related to the fuel's MN. Lower MN fuels require the use of less spark timing advance.

Aftercooler Temperature

The aftercooler serves as the final control over the starting temperature of fuel-air charge. Because this plays directly into the risk of detonation, any design or installation issues that can compromise the aftercooler's ability to achieve the appropriate temperature in the inlet charge are critical detonation risk factors. The aftercooler can fail to provide adequate cooling of the inlet air by not being large enough to handle the heat removal demand placed on it or by being fed aftercooler water at too high a temperature. High aftercooler water temperatures can stem from improper selection of the aftercooler water thermostat set point, or an inadequately sized radiator, or by high ambient air temperatures reducing the cooling capabilities of the radiator.

Power Rating

Engine power output is the most challenging to see how it contributes to detonation because it involves the movement of the piston. Normal operation of the engine uses the pressure rise in the cylinder to push the piston and eventually drive the load attached to the crankshaft. If the driven load on the crankshaft becomes too great it restricts the movement of the piston. With the piston movement restricted, the pressure rise in the cylinder gets steeper, eventually resulting in detonation.

All previously mentioned factors have unequal impact on the detonation during operation of the particular design engine. Thus, compression ratio is a design parameter that determines the efficiency of burning in the cylinder, and therefore can not be changed or optimized. Thus, the only independent parameter that affects the occurrence of detonation during operation of a gas engine is methane number which is a physical characteristic of the gas.

Methane number

The key property of flare gas as was mentioned

before is the ability of the fuel gas to resist detonation. For this reason, having a measure of this detonation resistance property provides a valuable tool for assessing the suitability of a gas to use as engine fuel. Earliest attempt at a detonation resistance scale was using the octane rating method, a tool long established for use with gasoline engines. The octane rating method uses a special test engine with variable compression ratio to establish the critical compression ratio for a fuel, the compression ratio at which detonation occurs. Unknown fuels are tested in this engine and their results are compared to a baseline set of results for blends of iso-octane and nheptane. The octane rating number represents the percent of iso-octane in the baseline blend. The problem with using the octane rating is that octane is not an effective reference point for flare gases and methane-based natural gas. Flare gas typically contains a high percentage of methane, the smallest, lightest paraffin fraction. Octane is a much heavier paraffin series molecule with very different combustion properties, including the fact that it tends to exist as a liquid under normal conditions -good for gasoline engines, but not so good for natural gas engines. To use the octane rating for gas engines, each hydrocarbon fraction (methane, ethane, propane, and so on) must be tested to establish its octane rating number. These value are then used to compute a weighted average octane rating for each gas mixture being evaluated. This approach has two significant drawbacks. First, it assumes a linear contribution by each fraction to the overall average result. In fact, the heavier fractions tend to have more impact than the lighter ones on the behavior of the mixed gas. Secondly, the octane rating system provides no way to take into account the beneficial effects of inert gases like carbon dioxide or nitrogen. In certain blends, these gases can help to cool combustion, allowing a small improvement in resistance to detonation. The octane rating method was acceptable when used with processed "pipelinequality" natural gas, but its usefulness was limited when applied to the broad range of gas compositions found at the well. These applications needed a more reliable rating method.

The methane number rating method was first developed in Austria in the mid-1960s by AVL company. Instead of octane, it uses methane as the reference for establishing resistance to detonation. The methane number scale sets a value of 100 for pure methane and uses hydrogen, with a value of 0, as the reference for a very fast-burning gas prone to detonation. Caterpillar adopted this method in the 1980s, continuing to refine the system through extensive research and testing on a wide range of fuels from field gas to landfill gas [6]. Calculating the methane number requires a set of com-

plicated computations using computer program to perform these calculations and allow field determination of the methane number. All these programs are commercial ones.

Table 2. Methane numbers of some individual component of flare gases

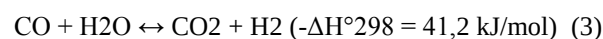
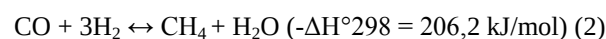
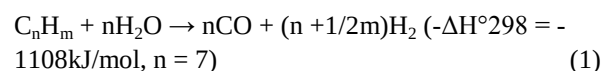
Component	Methane number
Methane (CH ₄)	100
Ethane (C ₂ H ₆)	46.6
Propane (C ₃ H ₈)	33
i- Butane (C ₄ H ₁₀)	15
n-Butane (C ₄ H ₁₀)	10

It can be seen from Table 2 that content of i-butane and n-butane in flare gas will reduce methane number and increase the risk of detonation in the engine. So, these components should be removed or cracked. In the word practice there are two ways of solving mentioned problem. One is to remove butanes with debutanizer and burn the rest of flare gas in Internal Combustion Engine. But this way is not good because of the low efficiency of utilization. Another way is to reform heavier hydrocarbons to Methane and Hydrogen with no intermediate products. This process can be implemented using steam reforming.

Steam Reforming

Steam reforming converts higher hydrocarbons to Methane components with no intermediate products. The typical operating temperature is from 400 to 550°C. The temperature is chosen to avoid hydrocarbon cracking which results in carbon precipitation. Methane reforming is completed in a final stage at

higher temperatures and higher steam to carbon ratios are used to suppress carbon precipitation. Below are the reactions that occur.



A detailed review of the process is given in a [7]. Reaction (1) is irreversible whereas the other two reactions establish equilibrium, which is temperature dependent. Carbon dioxide and water will be present in the product as well as carbon monoxide and hydrogen since reactions (2) and (3) are equilibrium reactions. The reaction mechanism for steam reforming involves the adsorption of the hydrocarbons onto the catalyst surface, leaving of all the carbon-carbon bonds, and leaving only single carbon components (i.e. methane, carbon monoxide).

Experiments have shown that the higher hydrocarbons slowly decrease through the catalyst bed and that no intermediates are created. Because the rates of reactions (2) and (3) are relatively fast, the kinetics of the steam reforming of the higher hydrocarbons is the rate determining step.

Steam reforming unit can be installed as part of the power unit with internal combustion engine. All the fuel will be burnt in the engine and this fact makes such method of flare gas utilization much better than method debutanization. In present study the next scheme (Fig. 3) of internal combustion engine with on-board steam reformer is offered.

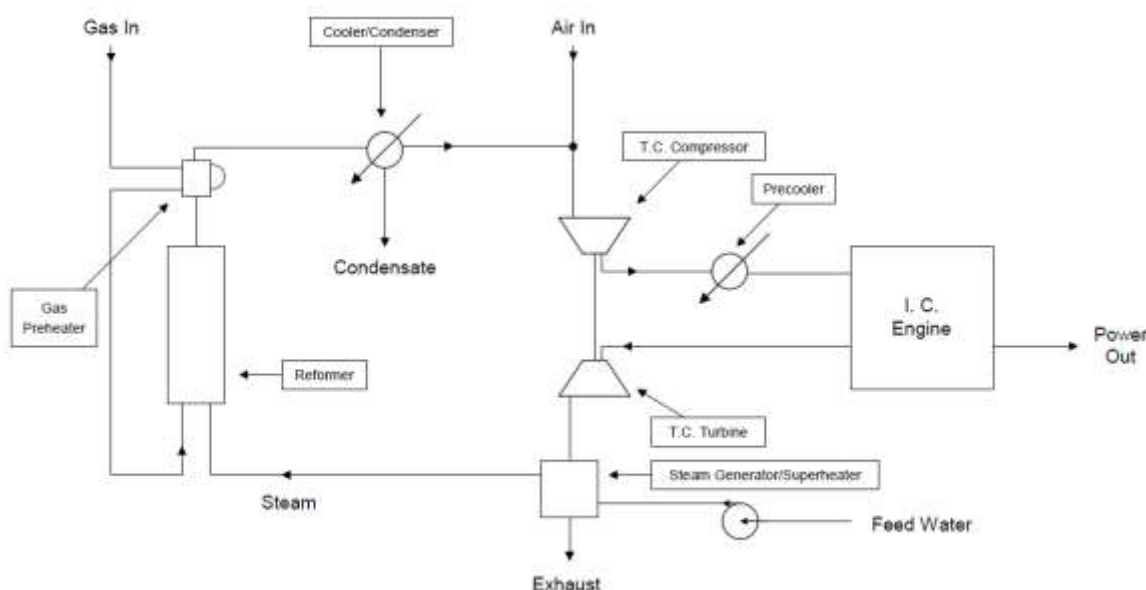


Fig.3. Internal combustion engine with on-board steam reformer

Figures 3 showing how a steam reformer system could be incorporated into the fuel delivery system for reciprocating engine systems. A more efficient method would be to use low temperature steam for some of the engine cooling duty and to use the heat recovered for superheating. The schemes in Figures 3 could be improved by closer integration with specific engine systems.

Conclusions

From the wide range of flare gases, flaring associated gas from oil drilling sites is most beneficial for utilization in internal combustion engines.

Ukraine already has experience in the implementation of projects with flare gases. At mine named after Zaslavko the powerful cogeneration plant running on a mine gas was built with electrical capacity of 36 MW and 35 MW.

The main problem for ICE running on flare gases is detonation or "knocking". It is established that the most significant non-structural factors affecting the detonation is Methane Number of the fuel.

The new conception of Internal combustion engine with on-board steam reformer is offered in present study. Such concept solves the problem of detonation by on-board reforming of heavier hydrocarbons (like butane) and allows utilizing full energy of flare gases and getting useful energy.

Bibliography:

1. Global Gas Flaring Reduction Partnership (GGFR) [Electronic resource], World Bank, October 2011 Brochure. – 13p. – Mode of access: http://siteresources.worldbank.org/INTGGFR/Resources/GGFR_NewBrochure%28Oct2011%29.pdf.
2. Estimated Flared Volumes from Satellite Data [Electronic resource], 2007-2011. World Bank. – Mode of access: <http://web.worldbank.org/WBSITE/EXTERNAL/TOPICS/EXTOGMC/EXTGGFR/0,,contentMDK:22137498~pagePK:64168445~piPK:64168309~theSitePK:578069,00.html>

- ml. 3. Global Gas Flaring Reduction [Electronic resource]. – Mode of access: <http://web.worldbank.org/WBSITE/EXTERNAL/NEWS/0,,contentMDK:21032487~menuPK:34480~pagePK:64257043~piPK:437376~theSitePK:4607,00.html>.
4. Estimation of Gas Flaring Volumes Using NASA MODIS Fire Detection Products. NOAA's National Geophysical Data Center (NGDC) [Electronic resource]. – annual report, February 2011. – Mode of access: <http://ngdc.noaa.gov/eog/>.
5. Пылев В.А. Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания / В.А. Пылев, С.А. Кравченко, А.А. Прохоренко, Е.Г. Заславский, В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 10-15.
6. Application and Installation Guide. Gaseous Fuels. - Caterpillar. -2008. – 48 pp.
7. Christensen T. S. Adiabatic Performing of Hydrocarbons An Important Step in Syngas Production / T. S. Christensen // Applied Catalysis. – A: General. –138 (1996). – pp. 285-309.

Bibliography (transliterated):

1. Global Gas Flaring Reduction Partnership (GGFR) [Electronic resource], World Bank, October 2011 Brochure. – 13p. – Mode of access: http://siteresources.worldbank.org/INTGGFR/Resources/GGFR_NewBrochure%28Oct2011%29.pdf.
2. Estimated Flared Volumes from Satellite Data [Electronic resource], 2007-2011. World Bank. – Mode of access: <http://web.worldbank.org/WBSITE/EXTERNAL/TOPICS/EXTOGMC/EXTGGFR/0,,contentMDK:22137498~pagePK:64168445~piPK:64168309~theSitePK:578069,00.html>.
3. Global Gas Flaring Reduction [Electronic resource]. – Mode of access: <http://web.worldbank.org/WBSITE/EXTERNAL/NEWS/0,,contentMDK:21032487~menuPK:34480~pagePK:64257043~piPK:437376~theSitePK:4607,00.html>.
4. Estimation of Gas Flaring Volumes Using NASA MODIS Fire Detection Products. NOAA's National Geophysical Data Center (NGDC) [Electronic resource]. – annual report, February 2011. – Mode of access: <http://ngdc.noaa.gov/eog/>.
5. Pylev V.A. Shahtnyy gaz – motornoe toplivo dlja dvigatelej vnutrennego sgoraniya / V.A. Pylev, S.A. Kravchenko, A.A. Prohorenko, E.G. Zaslavskij, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2007. – №1. – С. 10-15.
6. Application and Installation Guide. Gaseous Fuels. - Caterpillar. -2008. – 48 pp.
7. Christensen T. S. Adiabatic Performing of Hydrocarbons An Important Step in Syngas Production / T. S. Christensen // Applied Catalysis. – A: General. –138 (1996). – pp. 285-309.

Поступила в редакцию 11.07.2013

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Омар Адель Хамза - аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ПОПУТНЫХ ГАЗОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, Омар Адель Хамза

Рассмотрена проблема утилизации попутных газов в ДВС. Попутный нефтяной газ является одним из наиболее привлекательных источников энергии для такого рода утилизации. Рассмотрена проблема детонации в ДВС при работе на таких газах. Показано, что единственным независимым параметром, влияющим на возникновение детонации в газовом двигателе при его эксплуатации является метановое число. Предложена новая схема утилизации попутных газов на базе ДВС с модулем паровой конверсии попутного газа, которая позволяет решить проблему детонации в двигателе.

ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦІЇ ПОПУТНИХ ГАЗІВ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, Омар Адель Хамза

Розглянуто проблему утилізації попутних газів у ДВЗ. Попутний нафтовий газ є одним з найбільш привабливих джерел енергії для такого роду утилізації. Розглянуто проблему детонації у ДВС при роботі на таких газах. Показано, що єдиним незалежним параметром, що впливає на виникнення детонації в газовому двигуні при його експлуатації є метанове число. Запропоновано нову схему утилізації попутних газів на базі ДВЗ з модулем парової конверсії попутного газу, яка дозволяє вирішити проблему детонації в двигуні.

УДК 621.036.038

А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников

АПРОБАЦИЯ НОВЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Продолжен цикл исследований, направленных на разработку "механической альтернативы" аккумуляторной топливной системе Common Rail с электронным управлением для современного отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1. Описаны объемы работ по отработке гидроневомеханического регулятора новой системы на требуемые параметры адаптивного задания топливоподачи и дальнейшая апробация новых возможностей доведенной топливной системы при формировании внешней скоростной характеристики (ВСХ) автомобильного дизеля. Представлены ожидаемые при разработке дизеля 4ДТНА1 ВСХ и характеристики изменений эффективного крутящегося момента и удельного эффективного расхода топлива при работе по этой характеристике.

Введение

Стремительное развитие топливных систем автомобильных дизелей с электронным управлением в последние годы XX и в начале XXI века сформировало устойчивое мнение об их безальтернативности. Небольшое количество известных зарубежных фирм, а именно "R. Bosch" (Германия), "Delphi" (США), "Siemens" (Германия), "Zexel" (Япония), "L'Orange" (Германия), первыми освоивших производство топливоподающей аппаратуры (ТПА) аккумуляторного типа с электронным управлением, стали "законодателями моды" и монополистами в разработке ключевой системы автомобильного дизеля, взяв под контроль всё дальнейшее развитие дизельной индустрии в мире.

Особенно преуспевает фирма "R. Bosch".

Передав все свои производства ТПА непосредственного действия с механическим регулированием в азиатские филиала, фирма "R. Bosch" фактически прекратила их развитие и сделала (по крайней мере для себя) временным само явление сохранения на автомобилях "механической альтернативы" аккумуляторным системам типа Common Rail (CR). Наглядным подтверждением этому является информация, представленная на одном из последних Техническом и диагностическом форуме Bosch (Минск, 22.11.2012 г.). Так, для дизелей выпуска после 2012 года мощностью от 37 до 129 кВт, фирма Bosch не видит альтернативы системе Common Rail (рис. 1).

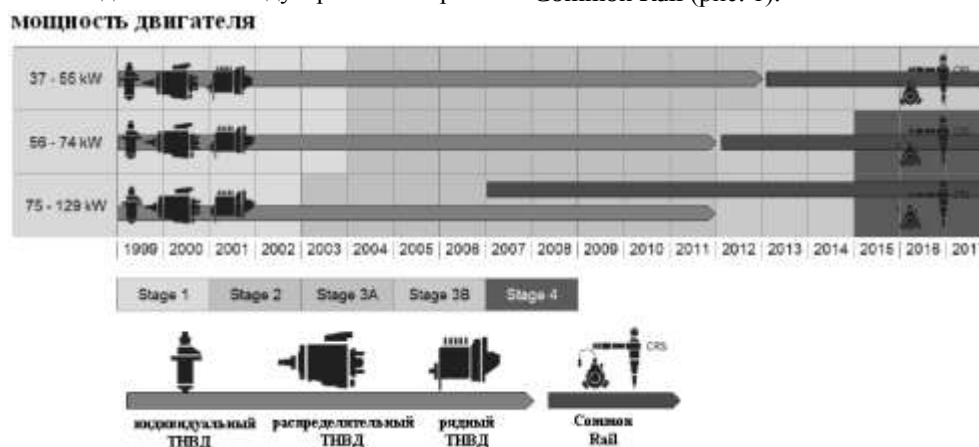


Рис. 1. Прогнозирование фирмой Bosch перспективности применения топливных систем для транспортных дизелей мощностью 37 – 129 кВт

А был ли исчерпан потенциал совершенствования характеристик топливоподачи у "механической альтернативы"? На этот вопрос и пытаются ответить специалисты Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению (ХКБД) и Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ), опираясь на научный потенциал Харьковской школы двигателестроения. Именно эти научно-технические структуры разработали первый отечественный аналог аппаратуры типа CR, реально поняв как её преимущества, так и имеющиеся недостатки, а в настоящее время активно занимаются созданием автомобильного дизеля двойного назначения, в котором параллельное применение "механической альтернативы" системе типа CR является одним из основных технических требований к разработке.

Анализ ранее изданных публикаций

Топливная система непосредственного действия с гидропневмомеханическим регулятором (далее - система *НРМ*) разрабатывается для использования на первом отечественном высокооборотном малолитражном дизеле 4ДТНА1 двойного назначения (рис. 2) бренда "Слобожанский дизель" [1].

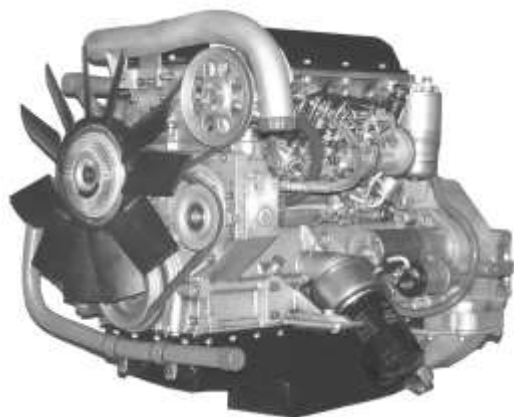


Рис. 2. Дизель 4ДТНА1

Комплексная схема топливоподающей и регулирующей аппаратуры и принцип её работы представлены в предшествующих публикациях [2, 3]. Уже первый опытный образец системы *НРМ* позволил провести серию экспериментальных исследований с выходом в 2012 году на определительные испытания развёрнутого дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда [4]. Последние показали, что единственным узлом топливоподающей и регулирующей аппаратуры дизеля 4ДТНА1, который не выполняет адаптивную задачу топливоподачи автомобильного дизеля, является гидропневмомеханический корректор угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

момеханический корректор угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

Цель и поставка задачи настоящего исследования

Цель данного исследования - уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2), разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ, апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля и формирование ВСХ дизеля 4ДТНА1 с корректировкой проекта технических условий (4ДТНА1.ТУ) и внесением поверочных точек в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

Уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи

Полученная в работе [4] зависимость $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_s)$ отражает характер изменения геометрического УОВТ $\Theta_{ВПР}$ от частоты вращения коленчатого вала (n_{KB}) и давления наддува (P_s). Представленная в этой же работе (в виде линейного тренда) корреляционная связь действительного и геометрического УОВТ позволила авторам получить новую зависимость уже действительного УОВТ ($\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_s)$), графический вид которой в сравнении с аналогичной зависимостью первичного исследования в условиях безмоторного стенда [2] приведен на рис. 3.

Комплексная схема топливоподающей и регулирующей аппаратуры и принцип её работы представлены в предшествующих публикациях [2, 3]. Уже первый опытный образец системы *НРМ* позволил провести серию экспериментальных исследований с выходом в 2012 году на определительные испытания развёрнутого дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда [4]. Последние показали, что единственным узлом топливоподающей и регулирующей аппаратуры дизеля 4ДТНА1, который не выполняет адаптивную задачу топливоподачи автомобильного дизеля, является гидропневмомеханический корректор угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

Цель и поставка задачи настоящего исследования

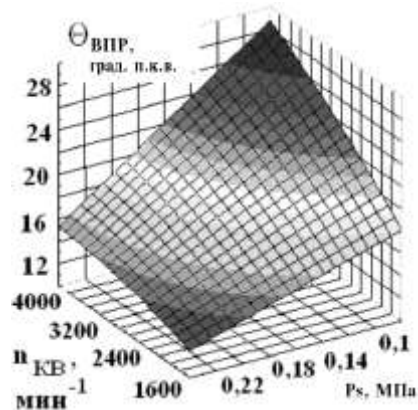
Цель данного исследования - уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2), разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ, апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля и формирование ВСХ дизеля 4ДТНА1 с корректировкой проекта технических

условий (4ДТНА1.ТУ) и внесением поверочных точек в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

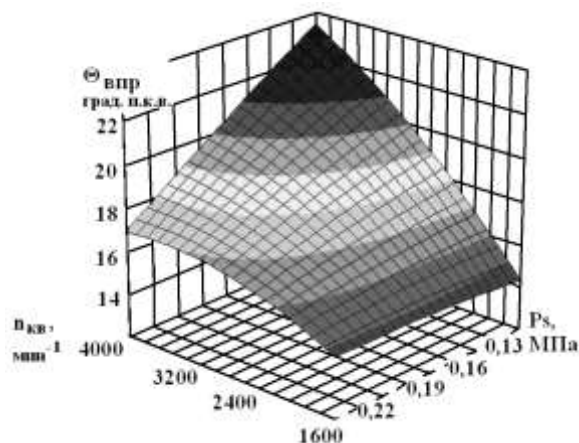
Уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи

Полученная в работе [4] зависимость $\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_s)$ отражает характер изменения геометрического УОВТ $\Theta_{ВПР}$ от частоты вращения

коленчатого вала ($n_{КВ}$) и давления наддува (P_s). Представленная в этой же работе (в виде линейного тренда) корреляционная связь действительного и геометрического УОВТ позволила авторам получить новую зависимость уже действительного УОВТ ($\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_s)$), графический вид которой в сравнении с аналогичной зависимостью первичного исследования в условиях безмоторного стенда [2] приведен на рис. 3.



а)



б)

Рис. 3. Поверхность $\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_s)$:
а - реализованная на безмоторном стенде;
б - требуемая для реализации на дизеле 4ДТНА1

Отсутствие полной идентичности полученных графических зависимостей потребовало продолжить в условиях безмоторного стенда отработку механизма изменения УОВТ после уточнения па-

раметров адаптивного задания топливоподачи на основании данных табл. 1, отражающих отклонение рационального УОВТ от фактически реализуемого разработанным механизмом.

Таблица 1. Отклонения рационального УОВТ от реализуемого механизмом угламена

№ режи- жи- ма	$n_{КВ}$, мин ⁻¹	P_s , МПа	P_z , МПа	$t_{от}$, °С	$M_{кр}$, Н·м	g_e , г/кВт·час	$\Delta\phi$ техн. угламена, град. п.к.в.
1	2400	0,190	12,0	580	155,4	263,4	0
	2400	0,193	12,5	560	161,7	256,9	+2
	2400	0,189	13,0	520	154,4	261,2	+4
2	3000	0,200	13,0	505	140,7	256,2	0
	3000	0,205	12,7	520	142,8	246,4	-1
3	3600	0,210	13,5	570	132,3	268,6	0
4	4200	0,210	13,2	590	120,7	305,2	0
	4200	0,212	14,0	570	125,5	294,4	+2

Разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ

На основании результатов определительных испытаний первого опытного образца автомобильного дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда были разработаны следующие технические требо-

вания к механизму автоматического регулирования УОВТ (далее - механизм угламена) этого дизеля:

1. Общий ход топливного корректора УОВТ должен составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.

2. Общий ход пневматического корректора

УОВТ должен также составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.

3. Перекрытие ходов двух корректоров УОВТ должно составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 14 град. п.к.в. или 7 град. по кулачковому валу ТНВД.

4. Расстояние между сопрягающимися поверхностями двух корректоров УОВТ при $P_t=0$ и $P_s=0$ должно составлять линейную величину, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 18 град. п.к.в. или 9 град. по кулачковому валу ТНВД.

5. Бывшая точка наиболее рационального момента впрыскивания (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по стенду и отметка датчика положения кулачкового вала по ПК) должно быть обеспечено подбором жёсткостей пружин при P_t , соответствующем $n_{кул. вала} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и $P_s = 0,15 \text{ МПа}$.

6. До давления топлива, соответствующего $n_{кул. вала} = 750 \text{ мин}^{-1}$, поршень топливного корректора неподвижен и находится в положении, задающем $\Delta\Theta_{ВПР} = -4$ град. по кул. валу ТНВД. При росте частоты вращения до $n_{кул. вала} = 900 \text{ мин}^{-1}$ поршень перемещается в положение $\Delta\Theta_{ВПР} = -3$ град. по кул. валу. Это крайнее положение его перемещения, при котором давление наддувочного воздуха не влияет на УОВТ.

7. Контрольные положения поршня топливного корректора при ограничении его хода пневматическим корректором УОВТ заданы в табл. 2.

Таблица 2. Контрольные параметры механизма угломена

№ п/п	$n_{кул. вала}, \text{ мин}^{-1}$	$P_s, \text{ МПа}$	$\Delta\phi, \text{ град. по кул. валу}$
1	900	0	-3
2	900	0,25	-3
3	1200	0,22	-2
4	1200	0,18	-1
5	1200	0,15	0
6	1500	0,13	+1
7	1800	0,13	+2
8	2100	0,16	+3
9	2100	0,13	+4
10	2100	0	+4
11	2100	0,22	+2

Вышеуказанные технические требования позволили получить проектную характеристику механизма изменения УОВТ (рис. 4) и конструктивно реализовать предложенную профессором Григорьевым А.Л. трёхпружинную схему угломена с проведением полного цикла исследований на безмоторном стенде [3].

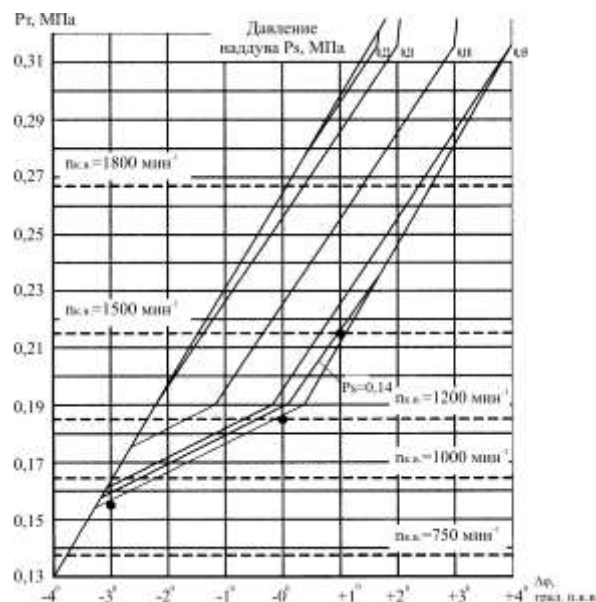


Рис. 4. Проектное изменение $\Delta\Theta_{ВПР}$ в зависимости от давления P_t в регуляторе (или частоты $n_{кул. в. вала}$ насоса) и давления наддува P_s [3]

Апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля 4ДТНА1.

Отработка гидропневматического корректора УОВТ позволила повторить параметрические испытания первого опытного образца дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда КП "ХКБД". Новые возможности ТПА, а именно регулирование УОВТ по $n_{к.в.}$ и P_s во всём диапазоне эксплуатационных частот вращения коленчатого вала дизеля, дали возможность сформировать и подтвердить экспериментально новую прогрессивную внешнюю скоростную характеристику автомобильного дизеля 4ДТНА1 (рис. 5).

Реализованные рациональные для внешней характеристики значения $\Theta_{ВПР}$ приведены на этом же графике. Критерием выбора рационального значения $\Theta_{ВПР}$ являлись значения максимального давления сгорания в цилиндре, которые по условиям надёжной работы дизеля 4ДТНА1 не должны превышать 14 МПа, температура отработавших газов (не более 853 К) и минимального, для условий из-

менения УОВТ с выполнением первых двух крите-

риев, значения удельного расхода топлива (g_e).

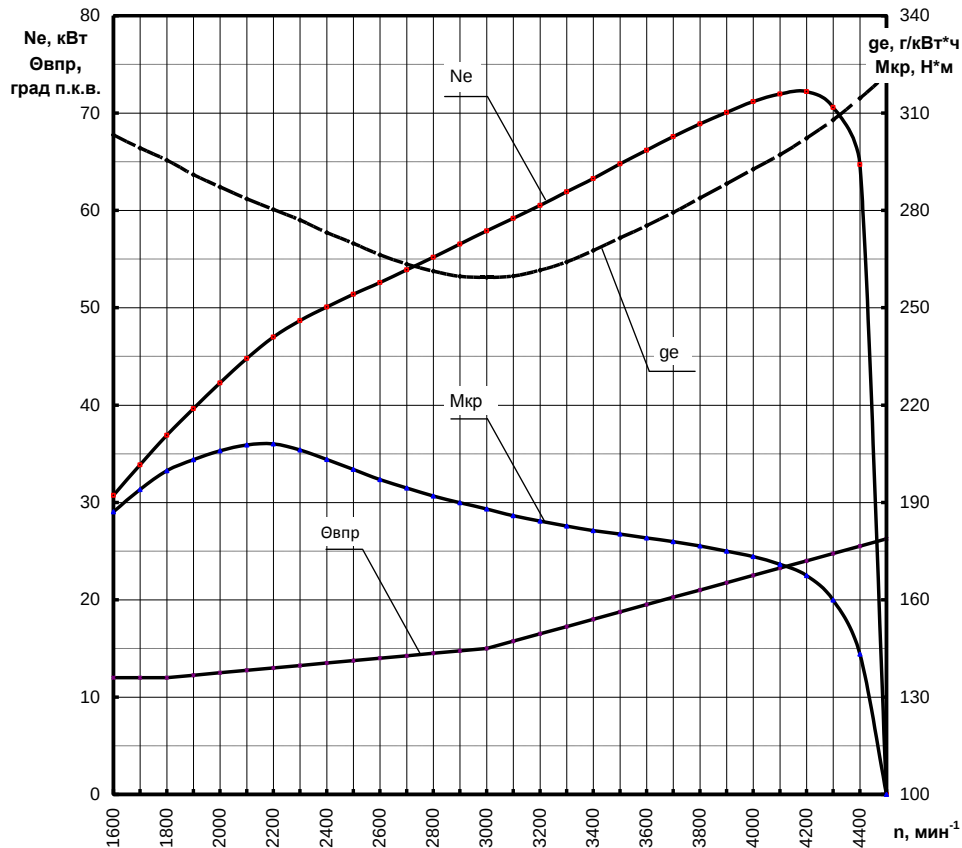


Рис. 5. Новая прогрессивная внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля 4ДТНА1

Заключение

Проведенный цикл работ показал наличие "механической альтернативы" электронным системам типа Common Rail для ТПА отечественных автомобильных дизелей двойного назначения. Такой альтернативой является отечественная система НРМ, эффективность которой подтверждена моторными испытаниями опытного образца дизеля 4ДТНА1 в условиях стенда КП "ХКБД". Дальнейшее продвижение вышеописанной системы требует проведения определительных испытаний дизеля в условиях транспортного средства.

Авторы выражают благодарность д.т.н., профессору НТУ "ХПИ" Григорьеву А.Л. и ведущему инженеру КП "ХКБД" Сафонову С.В. за полезные предложения и конкретную помощь при отработке ТПА в условиях безмоторного стенда.

Список литературы:

1. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту "Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100 - 175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)" Ф.І. Абрамчук, С.О. Альохін, М.Л. Белов та інші.; за ред. проф. Ф.І. Абрамчука,

с.н.с.О.В. Грицюка та проф. І.А. Дмитрієва. - Харків: "ХНАДУ", 2012. - 164 с. 2. Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания.- Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. - №2. - С. 69-74. 3. Расчётный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора дизеля / А.В. Грицюк, А.Л. Григорьев, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников // Вісник НТУ "ХПИ". Серія "Математичне моделювання в техніці та технологіях". - Харків: НТУ "ХПИ", 2013. - №5 (979). - С. 27-53. 4. Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в условиях моторного стенда / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. - №1. - С. 10-13

Bibliography (transliterated):

1. Techniko-ekonomichne obgruntuvannya neobchidnosti derzhavnoi pidtrimki u vikonanni innovatsiino-investitsiynogo projektu "Rozroblennya ta vprovadzhennya u виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100 - 175 к.с. подвійного призначення (Slobozhans'kii dizel)" F.I. Abramchuk, S.O. Al'ochin, M.L. Belov ta insh.; Za red. prof. F.I. Abramchuka, s.n.s. O.V. Gritsyuka ta prof. I.A. Dmitrieva. - Charkiv: "ChNADU", 2012. - 164 s. 2. Otrabotka toplivnoi apparatury avtomobil'nogo malolitrazhnogo dizelya so svyazannoi sistemoi upravleniya / A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevskii, G.A. Scherbakov, A.A. Ovchinnikov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.- Char'kov: NTU "ChPI", 2011. - №2. - S. 69-74. 3. Raschetnyi metod issledovaniya pul'satsii davleniya v servoprivode regul'yatora dizelya / A.V. Gritsyuk, A.L.

Grigor'ev, A.N. Vrublevskii, A.A. Ovchinnikov // Visnik NTU "ChPI". Seriya "Matematichne modelyuvannya v technitsi ta technolohiyach". - Charkiv: NTU "ChPI", 2013. - №5 (979). - S. 27-53. 4. Vybory parametrov adaptivnogo zadaniya toplivopodachi avtomobil'nogo dizelya 4ChNA-1 8,8/8,2 v usloviyach motornogo

stenda / A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevskii, G.A. Scherbakov, A.A. Ovchinnikov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - Charkov: NYU "ChPI", 2012. - №1. - S. 10-13.

Поступила в редакцию 30.05.2013

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, доцент, кафедра "Двигатели внутреннего сгорания", Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, Украина, e-mail: vanvru@mail.ru.

Овчинников Алексей Александрович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkdb@kharkov.ukrtel.net.

АПРОБАЦІЯ НОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОЇ ДІЇ ПРИ ФОРМУВАННІ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, О.О. Овчинніков

Продовжено цикл досліджень, спрямований на розробку "механічної альтернативи" акумуляторній паливній системі Common Rail з електронним керуванням для сучасного вітчизняного автомобільного дизеля 4DTNA1. Описано обсяги робіт з відпрацювання гідропнеумомеханічного регулятора нової системи на необхідні параметри адаптивного завдання паливopодачі і подальша апробація нових можливостей доведеної паливної системи при формуванні зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) автомобільного дизеля. Представлено очікувані при розробці дизеля 4DTNA1 ЗШХ і характеристики змін ефективного крутного моменту і питомої ефективної витрати палива при роботі по цій характеристиці.

TESTING OF NEW PERFORMANCE CAPABILITIES OF FUEL SYSTEM AT FORMATION OF EXTERNAL SPEED CHARACTERISTIC OF AN AUTOMOBILE DIESEL ENGINE

A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevsky, A.A. Ovchinnikov

The researches cycle directed on development of "mechanical alternative" to the accumulative electronically-controlled fuel system Common Rail for the modern domestic automobile diesel engine 4DTNA1 is continued. Amount of works on improvement of hydropneumatic controller of the new system on required parameters of the adaptive setting of fuel supply and the further testing of new performance capabilities of the finished fuel system at formation of external speed characteristic of the automobile diesel engine are described.

External speed characteristic expected at development of a diesel engine 4DTNA1 and characteristics of changing of the effective torque and the specific effective fuel consumption at operation on this characteristic are presented.

УДК 621.436

В.А. Пылев, И.А. Нестеренко, С.Н. Бакланов

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В статье рассматриваются вопросы, связанные с обеспечением ресурсной прочности поршней при форсировании дизеля. Отмечено, что ресурсная прочность поршня зависит от продолжительности низкочастотного цикла его нагружения. В статье выполнен анализ противоречивости факторов влияния продолжительности цикла нагружения двигателя на накопленные повреждения, вызванные процессами усталости и ползучести материала. Выполнена предварительная оценка ресурсной прочности поршня при различных уровнях форсирования двигателя.

Введение

Современные технологии выращивания сельскохозяйственной продукции основаны на использовании машинно-тракторных агрегатов, энергетическими установками которых являются двигатели внутреннего сгорания. Поэтому повышение эффективности сельскохозяйственного производства,

кроме прочего, связывают с дальнейшим форсированием ДВС.

Одной из наиболее термонапряженных деталей двигателя является поршень. Непосредственно вопросу обеспечения ресурсной прочности его кромки камеры сгорания (КС) уделяется существенное внимание. Установлено, что при неиз-

менном уровне форсирования и времени наработки двигателя, но в разных условиях его эксплуатации, ресурсная прочность поршня может существенно отличаться [1,2].

Цель исследования

Целью работы является установление определяющих ресурсную прочность поршня дизеля факторов, оказывающих влияние на накопление повреждений в материале в условиях низкочастотного термического нагружения конструкции.

Теоретическая часть

Периодическая смена операций технологического цикла машинно-тракторного агрегата приводит к изменениям нагрузки в соответствии с характерной совокупностью переходных процессов дизеля. При этом наиболее опасным, с точки зрения разрушения (разстрескивания) особо термонагруженных зон КС, считается наличие циклической

последовательности завершенных процессов нагружения дизеля по циклу «холостой ход – характерный тяжелый режим эксплуатации – холостой ход».

Теоретический цикл нагрузки детали КС, представлен на рис. 1. Его можно рассматривать, состоящим из четырех участков. Это τ_1 – время прогрева детали КС при набросе нагрузки; τ_2 – работа на установившемся режиме; τ_3 – время охлаждения детали при сбросе нагрузки; τ_4 – работа на устанавливаемом частичном режиме.

Ясно, что уменьшение наработки двигателя на установившихся режимах приводит к увеличению общего количества теоретических циклов продолжительностью $\tau_{ц}$. При этом важно, что ресурсная прочность конструкции изменяется не пропорционально изменению количества этих циклов на заданной временной базе [3].

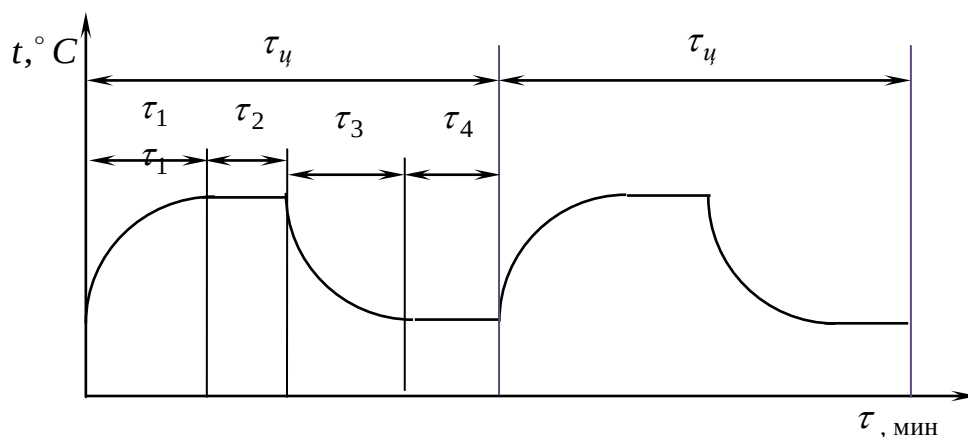


Рис. 1. Интерпретация низкочастотного температурного нагружения детали КС

Прогнозирование граничного состояния работы деталей КС часто связывают с понятием накопления повреждений. В общем случае сложного термомеханического нагружения детали КС величины накопленных повреждений определяется долями повреждений, связанных с усталостью и ползучестью материала:

$$d_{fs} = d_f + d_s \quad (1)$$

При этом процесс деформирования материала в условиях действия мгновенных пластических деформаций ϵ_n и деформаций ползучести $\epsilon_{пл}$ соответствует схеме, представленной на рис. 2.

Анализ рисунков 1 и 2 свидетельствует, что чем меньше продолжительность времени τ_2 и τ_4 , тем имеет место большее количество циклов нагружения двигателя и тем большей имеем долю усталостных повреждений d_f . С другой стороны, увеличение периода τ_2 приводит к увеличению релаксации повреждений на участке 3"-4", а увеличение периода τ_4 – релаксации напряжений на участке 1"- 2".

Таким образом, увеличение времени цикла нагружения двигателя $\tau_{ц}$ приводит к меньшему количеству циклов нагружения и меньшей доле накопленных повреждений усталости d_f при большей доли накопленных повреждений ползучести d_s . И на оборот, сокращение времени установившихся режимов ведет к росту значений d_f и снижению d_s .

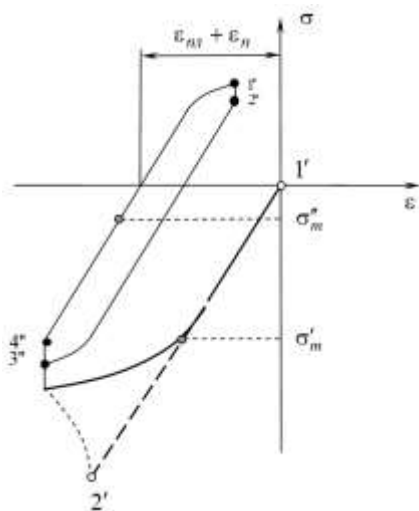


Рис. 2. Циклическое деформирование особо термо-нагруженной зоны материала КС дизеля

Расчетная часть

Рассмотрим использование выражения (1) в расчетном виде (2):

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k U_k = 1, \quad (2)$$

где N_f – количество циклов до разрушения; U^* – принятая критическая величина удельной энергии рассеивания при этих условиях; U_k – текущее значение удельной энергии рассеивания в условиях ползучести;

$$U_k = \int_0^{\tau} \varepsilon_n \sigma d\tau, \quad (3)$$

где ε_n – скорость ползучести материала; σ – текущее значение напряжения в момент времени τ ;

Для нахождения величины N_f используется соотношение Б. Поспишила [4], полученное на основе обобщенного принципа Нейбера и усовершенствованных уравнений Морроу:

$$\sigma_{a.лин.экв.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon'_f (2N_f)^c + \varepsilon_{пл.н} \right] \right\}^{1-m}, \quad (4)$$

где E – модуль пластичности материала $\varepsilon_{пл.н}$ – не разрушающаяся составная амплитуды пластической деформации; $b, c, \sigma'_f, \varepsilon'_f$ – параметры материала.

Скорость ползучести может быть определена по теории упрочнения:

$$\dot{\varepsilon}_n = \text{sign}(\sigma_t) A_{0u} \exp[-k_1/(t_i + 273)] \times (1 + D_u |\varepsilon_n|^{-\alpha_u}) \cdot |\sigma_t|^n \quad (5)$$

где σ_t – текущее значение напряжения; ε_n – величина деформации ползучести; A_{0u} , k_1 , n , D_u , α_u – коэффициенты ползучести.

Важно, что в [2] установлена зависимость коэффициентов ползучести для поршневого алюминиевого сплава АК12М2МгН от продолжительности цикла τ_u :

$$\begin{aligned} \text{стационарный режим: } A_{0u} &= 2,44 \cdot 10^9; k_1 = 26580; n = 5,68; D_u = 0,256; \alpha_u = 1,06; \tau_u = 18 \text{ мин:} \\ A_{0u} &= 3,23 \cdot 10^{10}; k_1 = 26580; n = 5,68; D_u = 1,60; \\ \alpha_u &= 1,40; \tau_u = 12 \text{ мин:} \\ A_{0u} &= 3,84 \cdot 10^{10}; k_1 = 26580; n = 5,68; D_u = 1,60; \\ \alpha_u &= 1,50; \tau_u = 7 \text{ мин:} \\ A_{0u} &= 5,59 \cdot 10^{10}; k_1 = 26580; n = 5,68; D_u = 1,60; \\ \alpha_u &= 1,59; \tau_u = 6 \text{ мин:} \\ A_{0u} &= 6,53 \cdot 10^{10}; k_1 = 26580; n = 5,68; D_u = 1,60; \\ \alpha_u &= 1,61; \end{aligned}$$

При этом установлено, что увеличение продолжительности цикла τ_u снижает скорость ползучести $\dot{\varepsilon}_n$ и через это влияние уменьшает величину d_s . Тем самым имеем противоречивое влияние времени установившихся режимов работы двигателя на составляющие накопления повреждений d_f и d_s .

В целом использование методики (2) – (5) позволяет прогнозировать ресурсную прочность поршня с учетом продолжительности каждого отдельного низкочастотного цикла термонагружения детали τ_u , и соответственно, с учетом влияния процессов усталости и ползучести материала, а также релаксации термических напряжений в особо теплонапряженных зонах поршня на процессы накопления повреждений.

Результаты расчетов

Системой машин предусмотрен учет определенного количества грунто-климатических зон, используемых для выращивания сельскохозяйственных культур [5]. В табл. 1 приведены основные сведения о грунто-климатических зонах ряда регионов Евразийского континента. Видно, что в различных регионах время технологических циклов машинно-тракторных агрегатов будет существенно разным. Средняя длина гона трактора в Украине находится в пропорции 0,33:1:1,67 и более. Для других зон Евразийского континента это соотношение имеет вид 0,25:1:3,32. Таким образом, среднее истинное значение τ_u в эксплуатации может существенно отличаться от среднего теоретически принимаемого значения в 5-6 мин, характерного для Украины [2].

Время прогрева - охлаждения поршня форсированного тракторного дизеля составляет порядка 6 мин. Поэтому условия эксплуатации с продолжительностью цикла менее 6 мин, в работе не рассматривались. А на основании данных табл.1 принято,

что в эксплуатации существуют влияющие на ресурсную прочность поршня тракторного дизеля технологические циклы, отличающиеся между собой примерно в 3 раза.

Результаты расчетов ресурсной прочности поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14 при уровнях форсирования $N_L=22$ кВт/л и $N_L=25$ кВт/л представлены в табл. 2. Высокочастотные составляющие нагружения в расчете не учитывались.

Полученные результаты свидетельствуют, что при увеличении времени цикла нагружения дизеля втрое, ресурс поршня уменьшается вдвое. Согласно схеме рис.2 этот результат объясняется превалированием релаксации термических напряжений над другими, влияющими на процесс накопления повреждений факторами.

Таблица 1. Характеристики грунто-климатических зон, ряда регионов Евразийского континента

Регион	Номер		Средняя длина гона, М	Относительная величина гона к среднему украинскому	Средняя продолжительность цикла, мин.
	Зоны	Подзоны			
Регионы РФ: Центральный	1	1	400-800	0,66-1,33	4-8
		2	300-800	0,5	3
		3	800-1000	1,33-1,66	8-10
Западно-Сибирский	2	1	300-600	0,5-1	3-6
Регионы Украины: Донецко-Приднепровский Юго-Западный	3	1	800-1000	1,33-1,66	8-10
	4	1	600-800	1-1,33	6-8
		2	200-600	0,33-1	2-6
			Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
Казахстан	6	1	2000	3,32	20
		2	300-400	0,5-0,66	3-4
Белоруссия	7		300-600	0,5-1	3-6
Молдова	8		800	1,33	8
Страны Балтии	9		150-200	0,25-0,33	1,5-2
	10		300-400	0,5-0,6	3-4

Таблица 2. Результаты расчетов ресурсной прочности поршней тракторных дизелей

Ресурсная прочность, d_{fs}		
N_L , кВт/л	$\tau_d=6$ мин.	$\tau_d=18$ мин.
22	0,00093	0,0017
25	0,00185	0,0039

Выводы

На основе выполненного расчетного исследования установлено, что привалирующим фактором, влияющим на суммарные накопленные повреждения в зоне кромки КС поршня при изменении времени цикла нагружения дизеля является релакса-

ция термических напряжений на установившихся тяжелом и частичном режимах работы двигателя.

Дальнейшее направление работ предусматривает выполнение оценок ресурсной прочности кромки КС поршня с учетом влияния низкочастотного и высокочастотного его нагружения.

Список литературы:

1. Турчин В.Т. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В. Прокопенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 81-86.
2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.
3. А.М. Диденко, В.Ю. Вахтель Разработка и использование методов ускоренных испытаний / А.М. Диденко,

В.Ю. Вахтель, Ж.Г. Шкурко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып.50. – С. 30-40. 4. Поспишил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Б. Поспишил, А.Л. Квитка, Г.Н. Третяченко. – К.: Наук. Думка, 1987. – 216 с. 5. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксеневиц, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров, Ю.Е. Атаманов и др. / Под общ. ред. И.П. Ксеневица. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

Bibliography (transliterated):

I.Turchin V.T. Vpliv tehnologichnogo prznachennja dviguna na resursnu micnist' porshnja / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, I.G.

Omel'chenko, M.V. Prokopenko // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2008. – №1. – С. 81-86. 2. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 3. A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel' Razrabotka i ispol'zovanie metodov uskorennyh ispytanij / A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel', Zh.G. Shkurko // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 1989. – Вып.50. – С. 30-40. 4. Pospishil B. Prochnost' i dolgovechnost' jelementov jenergeticheskogo oborudovanija / B. Pospishil, A.L. Kvitka, G.N. Tret'jachenko. – К.: Nauk. Dumka, 1987. – 216 s. 5. Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet / I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov, Ju.E. Atamanov i dr. / Pod obshh. red. I.P. Ksenevicha. – М.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.

Поступила в редакцию 20.06.2013

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, професор, и.о. зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail:pylyov@meta.ua.

Нестеренко Ирина Александровна – преподаватель-стажер кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Бакланов Сергей Николаевич – студент 6 курса кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ З УРАХУВАННЯМ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В.О.Пильов, І.О. Нестеренко, С.М. Бакланов

У статті розглядаються питання, пов'язані із забезпеченням ресурсної міцності поршнів при форсуванні дизеля. Відзначено, що ресурсна міцність поршня залежить від тривалості низькочастотного циклу його навантаження. У статті виконано аналіз суперечливості факторів впливу тривалості циклу навантаження двигуна на накопичені ушкодження, викликані процесами втоми і повзучості матеріалу. Виконана попередня оцінка ресурсної міцності поршня при різних рівнях форсування двигуна.

PRELIMINARY ESTIMATION OF STRENGTH RESOURCE OF TRACTOR DIESEL TAKING INTO ACCOUNT THE DURATION OF TECHNOLOGICAL CYCLES

V.A. Pylyov, I. A. Nesterenko, S.N. Baklanov

The paper addresses issues related to ensuring resource strength of pistons while boosting the diesel. It is noted that the resource strength of the piston depends on the length of its low-cycle loading. In this paper the analysis of contradictory factors influencing the duration of cycle engine load on the accumulated damage caused by the processes of fatigue and creep of the material was made. A preliminary assessment of piston's resource strength at different levels of forcing the engine was also made.

УДК 621.432-1042.018.7

А.В. Белогуб, А.А. Зотов, М.А. Максимова

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ АНАЛИЗЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрены особенности назначения граничных условий (закреплений и мест приложения действующих сил и реакций) при исследовании напряженно-деформируемого состояния поршня методом конечных элементов (МКЭ). Показано, что для корректного закрепления необходимо вводить грань на поверхности поршня в месте, где напряжения отсутствуют, а при расчете реакций учитывать смещение центра тяжести поршня относительно оси пальцевого отверстия.

Введение

Реализация той или иной технологии конструкторского проектирования сложных технических систем сегодня основывается на средствах универсальных САД-САЕ пакетов. Для разработки эффективных методов конструирования, связанных со спецификой конкретной конструкции, необхо-

димо эту специфику формализовать [1,2]. В большинстве САЕ пакетов при анализе напряженно-деформированного состояния деталей и узлов конструкций нашел применение метод конечных элементов (МКЭ). Он является общепризнанным инструментом получения информации о рабочих деформациях, запасах прочности и пр. При этом ос-

новой задачей является корректное определение системы нагружения изделия и выбор системы его виртуальных закреплений. Применительно к поршню – очевидные, на первый взгляд, закрепления приводят к существенно некорректным результатам расчета как напряжений, так и деформаций. Так, например, закрепление типа «ролик/ползун», примененное к внешней, условно-цилиндрической, поверхности юбки, не учитывает ее фактическую нецилиндричность. К нецилиндрической поверхности, в свою очередь, нельзя применить вышеуказанный тип закрепления. Замена закреплений реакциями, приложенными к определенным местам детали (поршня), требует аналитического определения величины реакции и места (границы, ребра, точки), к которому эта реакция приложена.

Цель работы – разработка системы корректного закрепления поршня при его анализе МКЭ, и расчета реакций на поршень со стороны зеркала цилиндра.

Выбор системы закреплений [3,4]

Поршень – геометрически симметричное изделие. Плоскость симметрии перпендикулярна оси пальцевого отверстия и проходит через ось, образующей его, внешней поверхности¹. Это означает, что можно ограничиться расчетом половинки поршня. Грань на его 3-D модели, образованная этой плоскостью (рис.1а), является очевидной для закрепления типа «симметрия» или «ролик/ползун».

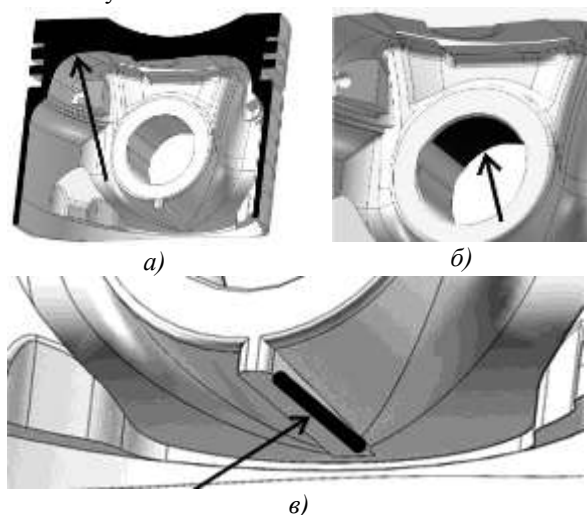


Рис.1. Поверхности и ребро закреплений:
а) – плоскость симметрии; б) – сектор в пальцевом отверстии; в) – ребро на бобышке

Следующей поверхностью, удобной для закрепления, является цилиндрический сектор паль-

цевого отверстия² (рис.1б), закрепляемый как «ролик/ползун». Такое закрепление (в радиальном направлении) не позволяет поршню перемещаться в плоскости симметрии. Оно условно корректно, так как оказывает воздействие на прилегающие к данной площадке массивы, не позволяя им деформироваться. Более корректным будет совместный расчет поршня и поршневого пальца, но, для предварительных расчетов допустимо использовать и упрощенный вариант. Однако, даже в этом случае следует ограничить глубину и ширину такой площадки, чтобы обеспечить большую достоверность результатов. Так, ширина площадки должна находиться в пределах 80-90% от диаметра отверстия под поршневой палец (что примерно соответствует сектору в 60 градусов), а глубина – примерно 1/3 от полной глубины отверстия (соответствует величине заделки пальца). Для определения размеров площадки можно воспользоваться формулой:

$$c = (b - a) / 2 \cdot b / D \cdot (1 - d^4 / D^4),$$

где a – величина вылета поршневого пальца, мм (см. рис.2); b – величина заделки поршневого пальца, мм; D – диаметр поршневого пальца, мм; d – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

Таким образом, поршень закреплен от 5-ти возможных перемещений. Последнее – вращение вокруг оси пальца – в реальных условиях ограничено контактом поршня со стенкой цилиндра, однако при компьютерном моделировании такого нагружения недостаточно заменить этот контакт силовым воздействием. Необходимо при помощи дополнительного закрепления ограничить вращение поршня. Как было сказано выше, это закрепление не может быть приложено к внешней поверхности поршня (юбке). Такое закрепление при нагружении оказывает влияние на форму юбки (ее части) так как не дает ей деформироваться, что не соответствует действительности. Дополнительное закрепление в расчетной модели не имеет эквивалента в действительных условиях работы ДВС, поэтому оно, будучи введенным в расчетную модель, не должно оказывать сколько-нибудь существенного влияния на результаты расчетов. Для обеспечения выполнения этого условия предлагается производить закрепление типа «ролик/ползун», ограничивающее поворот поршня вокруг оси пальцевого отверстия, по кромке искусственно введенного ребра на бобышке (рис.1в), в месте, где возникающие напряжения минимальны при любом воздействии внешних нагрузок.

¹ По тепловым граничным условиям такой симметрии может и не быть, что связано с особенностями организации рабочего процесса

² Если анализируется сборка «поршень-палец», тогда необходимо закреплять палец, но поршень может вращаться вокруг него, т.е. все равно нужно «отбирать» еще одну степень свободы.

При дальнейшем анализе отсутствие напряжений на этом ребре показывает правильность и закреплений, и рассчитанных реакций.

Расчет реакций от действия газовых и инерционных сил

Исходя из вышеизложенного, для корректного анализа, нам необходимо корректно нагрузить поршень с учетом принятой системы закреплений. На рис.2а показаны действующие на поршень силовые воздействия. Это два давления – со стороны камеры сгорания ($p_{газ}$) и со стороны картера (p_k), а также сила инерции, задаваемая в САЕ-пакетах ускорением j . Конструктивно поршень может иметь противошумовое смещение пальца относительно оси поршня и смещение его центра тяжести (ЦТ) относительно этой оси. Это приводит к возникновению пары сил, уравнивающих реакциями со стороны зеркала цилиндра. Кроме того необходимо уравнивать нормальную к юбке поршня составляющую, связанную с наклоном шатуна. Следует также отметить, что силы реакции на юбку меняют свой знак и место приложения, что фактически означает переход этой силы (пары сил) с одной стороны юбки на другую, но задавать силовую нагрузку в САЕ-пакете следует как положительную, выбирая ее место приложения в зависимости от совокупности влияющих факторов – угла поворота кривошипа, давления в картере и камере сгорания, противошумового смещения, смещения ЦТ, угловой скорости коленвала.

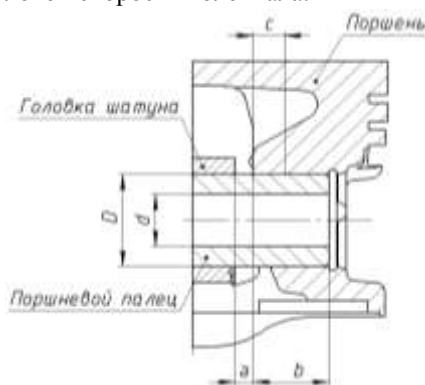


Рис. 2. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

В связи с этим можно рассматривать 6 вариантов действия сил реакции на юбку поршня, а значит и 6 модификаций 3-D модели поршня, у которых площадки приложения сил реакции расположены по-разному (рис.3 а-е).

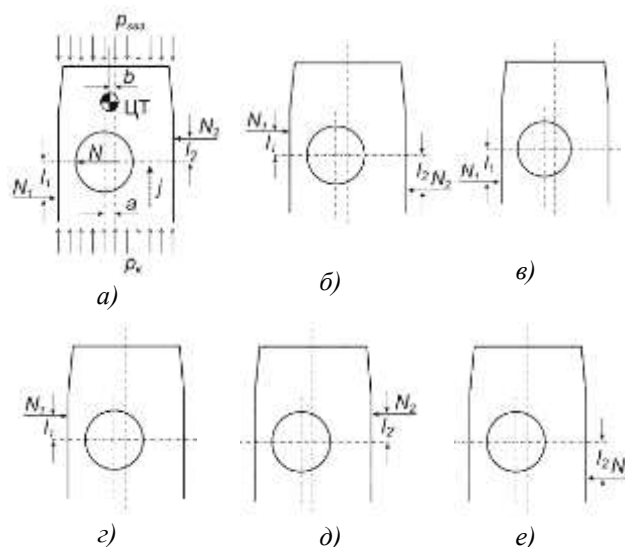


Рис.3. Варианты приложения сил реакций к юбке поршня:

$p_{газ}$ – давление над поршнем, p_k – давление под поршнем, a – противошумовое смещение, b – смещение ЦТ, j – ускорение поршня, N_1 – реакция со стороны смещения пальца, N_2 – реакция с противоположной стороны, l_1 – плечо приложения силы N_1 , l_2 – плечо приложения силы N_2

Перечислим эти варианты:

- а) - пара сил – справа сверху, слева снизу от оси пальцевого отверстия;
- б) - пара сил – справа снизу, слева сверху;
- в) - одна сила – слева ниже оси пальцевого отверстия;
- г) - одна сила – слева выше оси пальцевого отверстия;
- д) - одна сила – справа выше оси пальцевого отверстия;
- е) - одна сила – справа ниже оси пальцевого отверстия.

В последних 4-х вариантах (рис.3 в, г, д и е) изменяется не только сила, но и геометрическое место ее приложения к юбке. Силы следует прилагать на площадки, размер и форма которых подробно исследована и представлена в [3,5].

Для определения реакций со стороны зеркала цилиндра, действующих на поршень при рассмотрении его силового нагружения, нами разработаны методика, базирующаяся на известных уравнениях, алгоритм и соответствующая программа, которая реализована в среде EXCEL. Зависимость давления в цилиндре от угла поворота коленвала может быть рассчитана как в самой программе, так и подставлена из других расчетов или являться результатом

физического эксперимента³.

Для определения реакций, действующих на юбку поршня, воспользуемся условиями статического и динамического его равновесия:

$$\sum P_i = 0, \quad (1)$$

$$\sum M_i = 0, \quad (2)$$

где P_i – силы и реакции, действующие на поршень; M_i – моменты сил, действующие на поршень.

Из условий динамического и статического равновесия следует:

$$N_1 = \frac{(aP_{\Sigma} + bP_{jn} + Nl_1)}{l_1 + l_2}, \quad (3)$$

где $P_{\Sigma} = (p_{\text{свз}} - p_{\kappa}) \frac{\pi D^2}{4}$; D – диаметр поршня

$P_{jn} = -jm_n$ – сила инерции **только поршня**; m_n – масса поршня; j – ускорение поршня; l_1 – плечо действия силы N_1 ; l_2 – плечо действия силы N_2 ; N – боковая сила, действующая в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра и проходящей через ось пальцевого отверстия, рассчитанная с **учетом массы пальца и поступательно движущейся части шатуна**.

$$N = P_{\Sigma} \tan \beta; \quad (4)$$

$$P_{\Sigma} = P_{\Sigma} + P_j; \quad (5)$$

$$P_j = -jm_{\text{шатуна}}, \quad (6)$$

$m_{\text{шатуна}}$ – масса поршня, пальца и части шатуна;

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi); \quad (7)$$

$$\lambda = R/L; k = a/R; \quad (8)$$

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)]; \quad (9)$$

$$N_2 = N - N_1. \quad (10)$$

Поскольку силы N_1 и N_2 меняют не только значение, но и свой знак в цикле и знак "+" или "–", что для разных сторон поршня обозначает отрыв юбки от зеркала цилиндра, то далее примем следующие обозначения:

N_1' – сила, приложенная к юбке поршня со стороны против смещения пальца; N_2' – сила, приложенная к юбке поршня с противоположной стороны.

Тогда:

$$\begin{aligned} N_1 &\text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ N_1' &= N_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N &\text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 &\text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (11)$$

³ Следует подчеркнуть, что при сравнительном анализе конструкций давление и ряд других ГУ не должны изменяться.

При этом плечо приложения этой силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 &\text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ l_1' &= -l_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ -P_{\text{пор}} a / N &\text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 &\text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} -N_1 &\text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N_2' &= -N_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -N &\text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 &\text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (13)$$

При этом плечо приложения данной силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 &\text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ l_2' &= -l_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -P_{\text{пор}} a / N &\text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 &\text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (14)$$

На рис. 4 приведена индикаторная диаграмма (рассчитанная в программном комплексе «Дизель РК» [6]), идентифицированная для двигателя ВАЗ 21083 по моменту и оборотам, которая использована для расчета реакций приведенных на рис. 4-6.

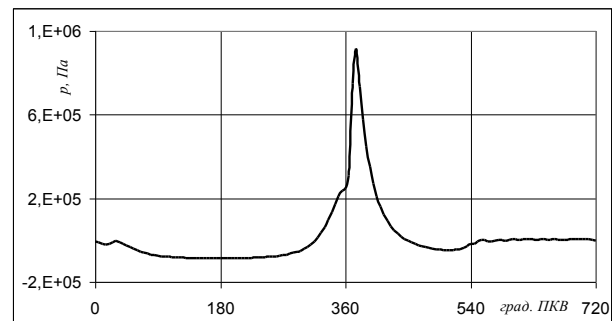


Рис. 4. Расчетная индикаторная диаграмма при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; $M=5,3 \text{ Нм}$

Из расчетов (см. рис. 5-7) видно, что при изменении положения центра тяжести силы реакций, для нашего примера, изменились несущественно, но моменты переключений поршня, особенно на такте выпуска, сдвинулись существенно. С ростом частоты вращения (силы инерции) влияние станет заметнее. Изменение противошумового смещения существенно влияет как на силы реакций, так и на места их приложения.

Выводы

Анализ рисунков показывает, что, как и смещение пальцевого отверстия, так и смещение центра тяжести поршня относительно оси цилиндра существенно влияет и на величину сил реакций на юбку поршня, и систему приложения этих сил, что необходимо учитывать как при анализе напряженно-деформированного состояния, так и при профилировании поршня. При проведении расчетно-экспериментальных исследований, связанных, в

частности, с изучением жидкостного трения в сопряжении поршень - зеркало цилиндра, рассмотренная технология расчета реакций с последующим

расчетом МКЭ деформаций юбки поршня может быть использована для назначения начальных условий.

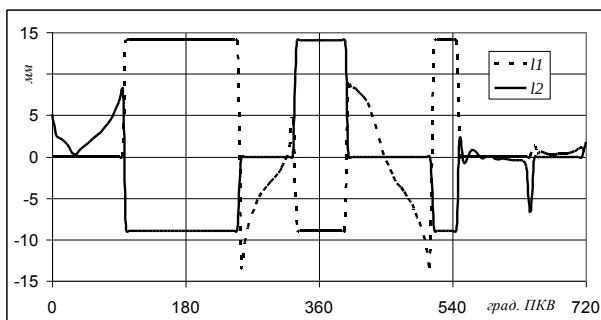
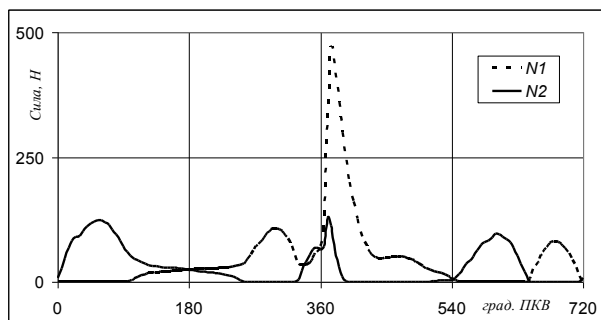


Рис.5. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -1,2 мм и ЦТ на оси цилиндра

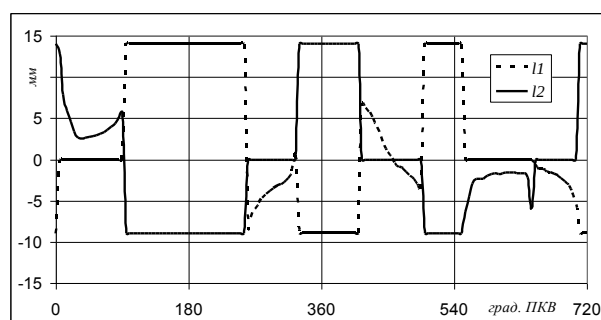
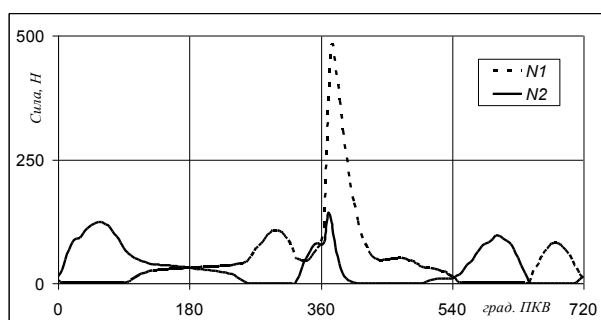


Рис.6. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -1,2 мм и смещении ЦТ -0,6 мм

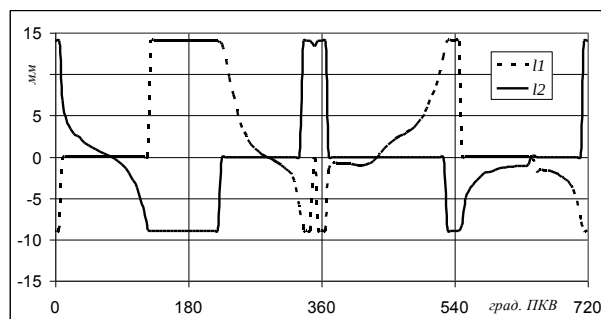
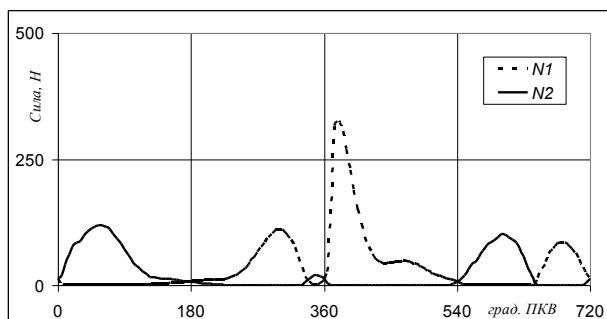


Рис.7. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -0 мм и смещении ЦТ -0,6 мм

Представленные результаты используются при анализе напряженно-деформированного состояния поршня в практике ПАО «АВТРАМАТ» при проектировании поршней.

Список литературы:

1. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с. 2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А.В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. - №3. – С. 27-40. 3. Зотов О.О. Удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів

ДВЗ з примусовим запаленням/ Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків. – 2010 р. – 127 с. 4. Белогуб А.В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС / Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03/ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков. – 2011г. – 366 с. 5. Зотов А.А. Решение контактной задачи в процессе проектирования поршней легкотопливных двигателей внутреннего сгорания/ А.А. Зотов, А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев. Авиационно-космическая техника и технология // – 2011. – №10 (87) – С. 188-191. 6. Программный комплекс Дизель-РК [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

Bibliography (transliterated):

1. SolidWorks. Komp'yuternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike / A. A. Aljamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov i dr. – SPb. : BHV-Peterburg, 2005. – 800 s. 2. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennyh porshnej DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva / A.V. Belogub // Vostochnoevropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. – 2010. - №3. – S. 27-40. 3. Zotov O.O. Udoskonalennja tehnologij proektuvannja tonkostinnih porshniv DVZ z primusovim zapalennjam/ Dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Nacional'nyj tehnicnij universitet «Harkivs'kij politehnicnij institut». –

Harkiv. – 2010 r. – 127 s. 4. Belogub A.V. Nauchno-tehnicheskie osnovy integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva tonkostennyh porshnej DVS / Dis. ... dokt. tehn. nauk: 05.05.03/ Nacional'nyj tehniceskij universitet «Har'kovskij politehniceskij institut». – Har'kov. – 2011g. – 366 s. 5. Zotov A.A. Reshenie kontaktnoj zadachi v processe proektirovaniya porshnej legkotoplivnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya/ A.A. Zotov, A.V. Belogub, Ju.A. Gusev. Aviscilmno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija // 2011. №10 (87) S. 188-191. 6. Programnyj kompleks Dizel'-RK [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

Поступила в редакцию 31.05.2013

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник, научный консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru.

Зотов Александр Александрович – канд. техн. наук, ведущий конструктор ЧП «ВЕКТОР АТТРАКЦОН», Харьков, Украина, e-mail: alexandr_al@rambler.ru.

Максимова Мария Александровна - канд. техн. наук, доцент каф. пожарной профилактики Национального университета гражданской защиты Украины, Харьков, Украина, e-mail: madadiro@mail.ru

ГЕОМЕТРИЧНІ І СИЛОВІ ГРАНИЧНІ УМОВИ ПРИ АНАЛІЗІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

О.В. Білогуб, О.О. Зотов, М.О. Максимова

Розглянуті особливості призначення геометричних граничних умов (закріплень і місць прикладання діючих сил, і реакцій) при дослідженні напружено-деформованого стану поршня методом кінцевих елементів (МКЕ). Показано, що для коректного закріплення необхідно вводити грань на поверхні поршня в місці, де напруга відсутня, а при розрахунку реакцій враховувати зсув центру тяжіння поршня відносно осі пальцевого отвору.

GEOMETRICAL AND POWER BOUNDARY CONDITIONS AT ANALYSIS OF THE TENSE-DEFORMED STATE OF PISTONS BY THE METHOD OF FINITE ELEMENTS

A.V. Belogub, A.A. Zotov, M.A. Maksimova

The features of setting of geometrical boundary conditions (fixings and places of application of operating forces and reactions) are considered at research of the tensely-deformed state of piston by the method of finite elements (FEM). It is shown that for the correct fixing it is necessary to enter a verge on the surface of piston in a place, where tension is absent, and at the calculation of reactions to take into account displacement of centre of gravity of piston in relation to the axis of the digit opening.

УДК 621.436

И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб

ОБЗОР МЕТОДОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБОК ПОРШНЕЙ ДВС

Приведен обзор основных расчетно-экспериментальных методов профилирования юбок. Выделены основные физические факторы, которые учитывают авторы в расчетах динамики трибосопряжений. Рассмотрены типовые и оригинальные конструкторские решения исполнения юбок поршней, направленные на снижение трения. Проведен анализ выполненных работ и намечены направления дальнейших исследований.

Введение

Баланс механических потерь по механизмам, сопряжениям и системам ДВС зависит от многих факторов, среди которых основными являются конструкция, технологическое совершенство, размерность и техническое состояние двигателя. Составление балансов механических потерь как в бензиновых, так и в дизельных двигателях (рис. 1) показывает, что наибольший вклад в общие механические потери вносит трение деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) – 45...50% [1,2,6,9]. Поэтому, более полное понимание процессов, происходящих в ЦПГ еще на стадии проектирования,

закладывает основу для достижения более эффективной работы двигателя в целом.

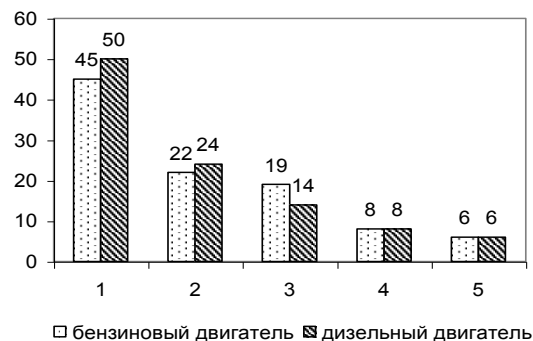


Рис. 1. Баланс механических потерь в ДВС:

1 – ЦПГ; 2 – кривошипно-шатунный механизм;
3 – газообмен; 4 – газораспределительный механизм; 5 – насосы и вентилятор

Основными узлами трения ЦПГ, влияющими на механические потери, являются пара трения «поршень-цилиндр» и пара «поршневое кольцо-цилиндр». В отличие от достаточно широко представленных в литературе исследований, посвященных паре «поршневое кольцо-цилиндр», паре «поршень-цилиндр» уделено значительно меньшее внимание. В свою очередь, именно совершенством этого сопряжения определяется динамическая нагруженность ЦПГ, тепловое состояние двигателя, количество поступающего масла к поршневым кольцам, уровень вибраций и шума.

Работоспособность этой пары характеризуется зазорами между поршнем и цилиндром, профилем юбки, местом расположения пальцевого отверстия. Кроме этого, особенностью работы является то, что поршень и цилиндр работают в условиях крайне нестационарных тепловых и силовых факторов, в результате чего возникают переменные в цикле тепловые и силовые деформации, приводящие к существенному изменению зазоров в сопряжении. Недостаточный учет таких деформаций может привести к появлению задиров, заклиниванию поршня и выходу двигателя из строя [2].

Первоначально при увеличении мощности двигателей, сопровождаемой заклиниванием деталей ЦПГ, производители шли на сознательное увеличение зазора. Это позволяло предотвратить задиры, но одновременно, способствовало повышению шума и вибраций, увеличению расхода масла, снижению надежности и долговечности деталей ЦПГ. Этот факт стал предпосылкой для возникновения теоретически обоснованных методов профилирования боковой поверхности поршней.

Обзор расчетно-экспериментальных методов профилирования

Одна из первых научно обоснованных методик профилирования юбок поршней, направленная на снижение рамочного и кромочного контакта поршня с цилиндром, была предложена в 70-х годах прошлого века группой исследователей под руководством профессора Б.Я. Гинзбурга [3]. Согласно этой методике, образующая профиля выбирается таким образом, что в зоне передачи бокового усилия в контакт с цилиндром вовлекается, возможно, большая площадь юбки поршня при одновременном устранении контакта юбки с цилиндром в зоне бобышек поршня. Такая конфигурация контакта достигается за счет придания бочкообразности юбке поршня в продольном сечении и овализации в поперечном сечении. Авторы предлагают образующую юбки в нагретом состоянии задавать

гладкой выпуклой кривой, определяемой максимальной стрелой прогиба, параметром расположения максимума выпуклости, зависящим от перепада температур между юбкой поршня и цилиндром в верхней и нижней зонах юбки, а также от величин зазоров в указанных зонах. Необходимый для изготовления поршня профиль боковой поверхности юбки в холодном состоянии строится с учетом влияния линейно-температурного расширения материала поршня. Профилирование юбки в поперечном сечении позволяет компенсировать искажение формы, вызванное действием боковой силы поршня. Овальность назначается из конструктивных соображений и задается массивом отклонений.

В дальнейшем работа Гинзбурга Б.Я. была дополнена и уточнена исследованиями Никишина В.И., который предложил методику профилирования, основанную на теории соударения и колебаний пары «поршень-гильза». Такой подход позволил решить задачу о снижении контактных напряжений юбки в момент перекладки поршня в цилиндре.

Многолетняя практика показала достаточную надежность поршней овально-бочкообразного типа. Однако с точки зрения энергосбережения эти поршни не являются оптимальными, т.к. теория их профилирования не учитывает динамику поршня и гидродинамические эффекты, возникающие в смазочном слое.

Необходимость учета влияния смазки и особенностей геометрии поверхностей деталей ЦПГ на режим трения наглядно продемонстрировано в исследованиях японских авторов Takeo, Suzuki, Tovahiko. Авторами проведены экспериментальные исследования на макетной установке с прозрачной гильзой. Исследовалось качественное влияние различных профилей образующей поверхности на образование и поведение масляного слоя. Установлено, что профиль оказывает определяющее значение на возникновение масляной пленки, режим трения и, как следствие, величину механических потерь.

Одна из первых попыток теоретического описания механизма трения с учетом смазки представлена в работе Стрельцова В.И. Автор, основываясь на предположении, что процесс взаимодействия поршня и цилиндра подчиняется закону жидкостного трения, использовал формулу Н.П. Петрова для определения коэффициента трения с учетом несомности поршня и цилиндра.

На дальнейшее развитие методов профилирования поршней с учетом влияния смазки значительное влияние оказала расчетно-экспериментальная база, разработанная при исследованиях гидродинамических опор скольжения

высокоскоростных роторов. Научное объяснение явлений, происходящих в смазочном слое, дала гидродинамическая теория смазки, основы которой были заложены Н.П. Петровым и О. Рейнольдсом и развиты в работах Н.Е. Жуковского, С.А. Чаплыгина, А. Зоммерфельда. Значительный вклад в развитие гидродинамической теории смазки поршневых машин внесли отечественные и зарубежные исследователи: П.И. Орлов, М.В. Коровчинский, И.Я. Токарь, В.Н. Попов, А.Г. Бургвиц, В.Н. Прокопьев, В.И. Суркин, Г.Н. Григорьев, Г.Н. Миронов, Г.М. Рык, М.С. Белицкий, Ю.К. Деревцев, D. Zhu, H.S. Cheng, P.R. Meernik, C. Furuhashi, S.D. Haddad, K.P. Oh, C.H. Li, P.K. Goenka и другие.

В начале семидесятых годов Токарь И.Я. на примере исследования движения поршня плунжерного типа холодильного компрессора показал, что задачу динамики поршня в цилиндре необходимо решать как гидродинамическую [4]. Автор учитывает перемещение поршня в радиальном направлении и его поворот относительно оси поршневого пальца. Гидродинамическое давление в слое смазки определяется из решения уравнения Рейнольдса. Однако описываемый в работе приближенный метод расчета не позволяет использовать его для практического решения задач.

В начале 1980-х годов появляется большое количество публикаций, посвященных профилированию образующей поверхности поршня на основе достижений в области машинных расчетов.

В работе Knoll G.D. и Reeken H.J. рассматривают пару «поршень-цилиндр» как «своеобразный» подшипник скольжения. Влияние гидродинамической смазки учитывается на основании численного решения уравнения Рейнольдса. Дальнейшее развитие такой подход получил в исследованиях Li D.B., Rohde S.M., Ezzat H.A. Авторами разработана математическая модель, основанная на совместном решении уравнений динамики поршня и гидродинамической теории смазки. Рассчитаны параметры радиального перемещения цилиндрического поршня и потери на трение в зависимости от дезаксажа, рабочих зазоров и вязкости масла. Однако влияние профиля юбки поршня в работе не учитывается.

На следующем этапе Oh, C. H. Li, P.K. Goenka уже рассматривают систему «поршень-смазочный слой-цилиндр» как упруго-деформируемую. В работе, выполненной применительно к тонкостенному поршню бензинового двигателя, исследователи разработали расчетную модель и решили упруго-гидродинамическую задачу смазки трибосоприжения.

Методическую ценность представляют исследования, проведенные на базе Южно-Уральского

государственного университета Прокопьевым В.Н., Рождественским Ю.В., Караваевым В.Г. по разработке методов расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре, которые легли в основу пакета прикладных программ по трибоанализу сопряжения «поршень-цилиндр» [5].

Опираясь на вышеописанные модели, в своей диссертационной работе [6], Маслов А.П. сформулировал основные принципы проектирования направляющей части асимметричного относительно продольной оси поршня. Автор предлагает методику индивидуального профилирования нагруженной и ненагруженной боковых поверхностей поршня с точки зрения обеспечения одинаковых условий смазки. Предложенная математическая модель динамики поршня на смазочном слое позволяет определить несущую способность смазочного слоя, сопротивление движению поршня и расход смазочной жидкости на угар в сопряжении, а также оценить влияние основных конструктивных особенностей поршня, в том числе профиля длины юбки, расположения центра тяжести и оси поршневого пальца, зазоров в сопряжении. Однако, данная методика не учитывает переменные составляющие деформаций поршня от газовых, гидродинамических и инерционных сил, что может являться справедливым допущением только при расчете массивных дизельных поршней.

Большой практический интерес представляет прикладной метод проектирования поршней, разработанный ведущими специалистами КБ АОЗТ «Украинские моторы» и ПАО «АВТРАМАТ» Белогубом А.В., Зотовым А.А., Стрибулем А.С. [7,8]. Предложенный авторами подход позволяет расчетным путем получить профиль боковой поверхности, используя индикаторную диаграмму и данные о граничных условиях нагружения поршня. В основу метода положена гипотеза о независимости деформаций деталей ЦПГ, вызванных силовыми и тепловыми факторами. Форма проектируемого поршня получается вычитанием (добавлением) температурной и силовой деформации из поверхности зеркала цилиндра, имеющей текущее напряженно-деформированное состояние. При определении переменных деформаций авторами применяется метод конечных элементов. Особенностью такого метода является то, что в модели расчета переменного НДС, вызванного силовым нагружением, величины гидродинамических (боковых) сил и площади пятен контакта определяются на основании экспериментальных данных.

Современное состояние вопроса характеризуется уточнением методик расчета динамики системы «поршень-смазочный слой-цилиндр», учетом

конструктивных и эксплуатационных факторов и разработкой на этой базе новых типов профилей поршней. Примером может служить ряд работ [9], выполненных за последнее десятилетие представителями Массачусетского технологического института D. Bai, F. McClure, L. Moughon и др. Эти работы направлены, в основном, на моделирование поведения масляной пленки и опираются на модифицированное уравнение Рейнольдса, которое позволяет учитывать наличие микропрофиля и шероховатости поверхностей трения.

Обзор оригинальных конструктивных решений профилирования

Обзор научно-исследовательских работ, зарегистрированных патентов и оригинальных конструкторских решений показывает, что наблюдающиеся в последнее время в поршневом двигателестроении тенденции направлены в основном на:

- 1) оптимизацию профиля направляющей части поршня;
- 2) разделение юбки поршня на нагруженную и ненагруженную стороны с индивидуальным профилированием каждой;
- 3) уменьшение площади опорной поверхности юбки на менее нагруженной стороне;
- 4) стремление к Т-образной форме.

В статье [10] исследователями Kwang-soo Kim и Paras Shah проделана обширная экспериментальная работа, посвященная определению влияния конфигурации профиля юбки на величину механических потерь и уровень шума ЦПГ. Изготовлена партия опытных поршней с пятью концептуально новыми профилями боковой поверхности, полученными на станках с числовым программным управлением (рис. 2.).

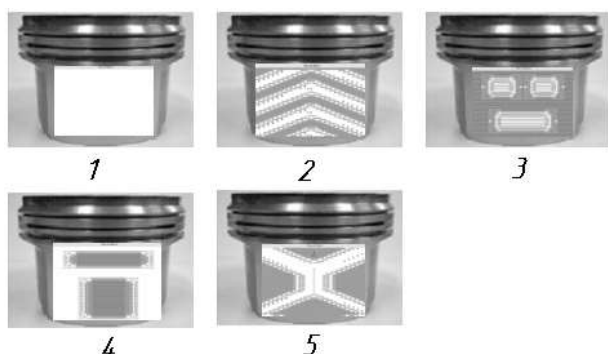


Рис. 2. Варианты экспериментальных поршней с различными конфигурациями направляющих частей

Более темным цветом на направляющих поверхностях выделены области, утопленные на 35 – 40 мкм. Исследования проводились на одноцилиндровой двигательной установке, величина силы

трения измерялась на пяти различных режимах работы двигателя.

В результате авторы выделили поршень №4, как, обладающий наименьшими потерями на трение. По их мнению, верхнее и нижнее углубления, выполненные на направляющей части поршня, способствуют удержанию смазки на юбке и обеспечивают подачу масла в главную зону контакта поршня равномерно во всем цикле работы двигателя.

Кроме этого, авторами сформулирован вывод, что уменьшение площади пятна контакта в сопряжении не всегда является эффективным способом снижения силы трения. Экспериментально установлено, что при малых площадях пятен контакта масло может выдавливаться из несущей области, в результате чего наступает «масляное голодание».

Одновременно с этим некоторые авторы предлагают выполнять поршень с минимально возможной длиной направляющей части для уменьшения шума и потерь на трение. Примером может служить поршень, запатентованный в Германии F. Eberhard (рис. 3.).

Для такого поршня рекомендованы следующие соотношения размеров основных элементов: $H=(0,5...0,6)D$; $K=(0,3...0,4)D$; $R=(0,2...0,37)D$. Автор считает, что при этом соотношении размеров уменьшится угол наклона поршня и, следовательно, уровень шума от его удара о стенку цилиндра.

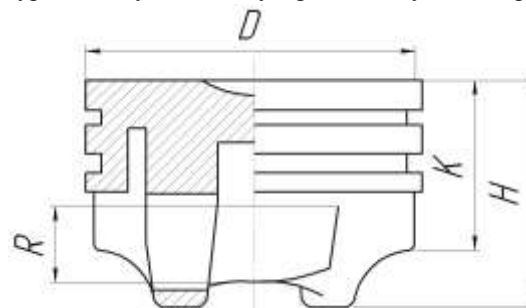


Рис. 3. Симметричный поршень с короткой юбкой: D – диаметр поршня; H – высота поршня; K – расстояние от днища поршня до оси поршневого пальца; R – длина юбки поршня

Для улучшения самоустановки поршней в цилиндре на ряде моторных заводов было предложено и выполнено увеличение диаметра межколенной перемычки поршня, которая при нагреве контактирует с зеркалом цилиндра, выполняя роль второй точки опоры поршня. Кроме этого, были изобретены многоопорные (двух- и более) профили юбок поршней. Поршень с двухопорной юбкой не нуждается в опоре по коленному поясу, т.к. отличается достаточно хорошей самоустановкой за счет формирования гидродинамических реакций по обе

стороны от оси поршневого пальца. Примером может служить поршень, запатентованный Путинцевым С.В. (рис. 4.).

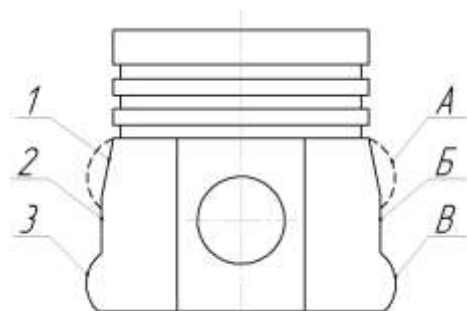


Рис. 4. Двухопорный симметричный поршень:
1 – конический участок; 2 – цилиндрический участок; 3 – трапецидальный участок; А, В – верхний и нижний бочкообразные участки соответственно; Б – цилиндрический участок; - - - – профиль юбки в горячем состоянии

Образующая юбки такого поршня выполнена в виде ломаной линии, имеющей три сопряженных участка одинаковой длины: трапецидальный, цилиндрический и конический. После прогрева образующая трансформируется в линию, состоящую из двух одинаковых бочкообразных участков и заключенного между ними цилиндрического участка. По мнению автора, такая форма образующей профиля обеспечивает увеличение несущей способности сопряжения, рост толщины слоя смазки в зазоре между юбкой поршня и стенкой цилиндра.

Для снижения потерь на трение сопряжения «поршень-цилиндр» на направляющей части поршня выполняют выступы и впадины, формирующие контактную поверхность юбки и создающие, так называемые, масляные подушки для предотвращения контактов поршня со стенкой цилиндра. Например, поршень, запатентованный М. Rhodes (рис. 5.), имеет три контактных участка полностью разделенных между собой: два – в верхней части и один – в нижней. Остальная поверхность юбки не воспринимает нагрузку и поэтому не подвергается чистовой обработке.

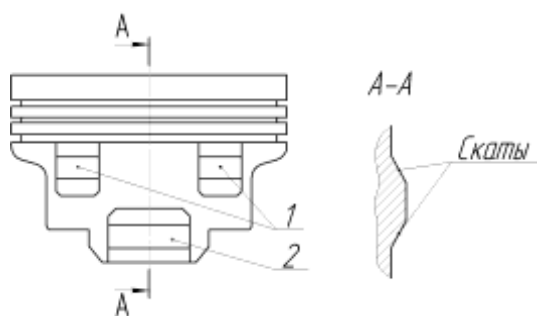


Рис. 5. Поршень с тремя контактными

участками на юбке: 1 – контактные участки в верхней части юбки; 2 – то же в нижней части

Контактные участки имеют выступающую на 10...150 мкм выпуклую область, соединенную скатами с основной поверхностью тела поршня. Автор предполагает, что уменьшение площади контакта юбки со стенкой цилиндра приведет к снижению потерь на трение.

Другой пример профилирования направляющей части – поршень, предложенный R. Hart (рис. 6.). Профиль получен путем изменения радиуса в направлении угловой координаты, в результате чего на юбке получаются углубления, идущие вдоль контактных поверхностей и постепенно сужающиеся книзу.

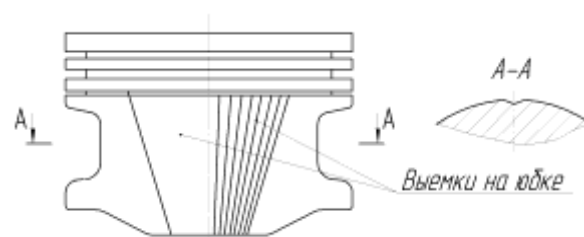


Рис. 6. Поршень с выемкой, изменяемой по высоте

Глубина этих выемок в верхней части юбки максимальная и уменьшается в направлении от днища. Выемки способствуют удержанию смазки на юбке, в результате чего повышается надежность сопряжения «поршень-цилиндр» и снижается шум, так как поверхности поршня и цилиндра всегда разделены масляной пленкой.

Необходимого макропрофиля направляющей части поршня можно достичь организацией на её поверхности канавок для удержания смазки. Например, Рожков А.П. предлагает поршень, на юбке которого выполнены волнообразные канавки переменной ширины. Ширина канавки максимальна в зонах наименьшего бокового давления поршня, и минимальна – в зоне наибольшей величины боковых сил. Профиль канавок способствует увеличению давления масла в наиболее нагруженных зонах и увеличивает опорную рабочую поверхность.

Примером двигателей с макропрофилем на боковой поверхности поршней могут служить двухтактные дизели 6ТД и 5ТДФМ серийно выпускаемые с 1986 г. Для улучшения условий смазки и локализации местного схватывания, в этих двигателях увеличена маслосъемность несущей поверхности поршня путем нанесения лунок в виде синусоид или перекрещивающихся канавок. Такие

конструктивные мероприятия позволяют увеличить площадь несущей поверхности поршня на 15,25 или 40 % соответственно. Кроме этого, удерживаемый на боковой поверхности значительный объем масла повышает способность к регенерации масляной пленки [11].

Значительную часть рассмотренных патентов представляют поршни с асимметричным профилем. Асимметричность обусловлена желанием исследователей обеспечить равномерный, минимально возможный зазор между стенкой цилиндра и поршнем по всей его высоте во всем диапазоне режимов. Трудность этой задачи состоит в том, что различные части поршня при работе нагреваются крайне неравномерно, деформация в цикле переменна, а значит, и поршень неравномерно деформируется.

Характерным примером конструкции поршня с асимметричным профилем служит поршень, запатентованный Е. Ripberger. Целью изобретения является снижение шума от ударов поршня о стенку цилиндра, недопущение его заклинивания при перегреве, а также уменьшение потерь на трение. Для этого предлагается овально-бочкообразный поршень, у которого отклонение от цилиндричности больше на нагруженной стороне в верхней части юбки. При этом профили образующих в плоскости поршневого пальца также отличаются, т.е. поперечные сечения поршня имеют переменную степень овальности.

В 1993 г. Масловым А.П. был запатентован поршень с юбкой, асимметричной относительно вертикальной оси поршня [6]. Форма юбки для левой и правой образующих выбираются по соотношению: $H3 > H1 > H4 > H2$, где $H1$ и $H2$ – высота профиля образующей в верхней и нижней частях для левой образующей, $H3$ и $H4$ – высота профиля образующей в верхней и нижней частях юбки для правой образующей. Криволинейные образующие нагруженной и ненагруженной сторон профилируются индивидуально в соответствии с заданными соотношениями.

Заключение

Анализ существующих теоретических и экспериментальных исследований, посвященных профилированию направляющей части поршня, позволил сделать следующие выводы:

1) несмотря на большое количество разработанных математических моделей, описывающих динамику поршня, ни одна из рассмотренных методик не учитывает комплексного воздействия всех физических факторов, влияющих на параметры трибосопряжения «поршень-цилиндр»;

2) не выявлено современных теоретически обоснованных методов синтеза оптимальных форм (конфигураций контактных площадок юбки) профиля боковой поверхности тонкостенного поршня бензинового двигателя;

3) известные по литературным данным методы экспериментальных исследований, как правило, не позволяют проводить полноценные исследования параметров сопряжения и поэтому требуется их развитие.

Обзор литературных источников выявил большое количество конструктивных решений профилирования юбок поршней. Однако, предлагаемые конструкции получены в основном на основании обширных экспериментальных работ или же личного опыта разработчиков и нуждаются в дополнительных теоретических исследованиях.

Таким образом, представляется целесообразным сосредоточить усилия в направлении разработки системы оптимизации конструкции юбки поршня, учитывающей форму, площадь контакта и профиль.

Список литературы:

1. Путинцев, С.В. Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС [Текст]: учеб. пособие / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, Р.А. Галата; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Московский. гос. техн. Университет. – Москва: Изд-во МГТУ, 2000.
2. Самохин, С. Поршень в общем и в частности [Электронный ресурс] / С. Самохин, А. Хрулев. – Режим доступа: <http://www.ab-engine.ru> - 01.01.2008 г.
3. Профилирование юбок поршней [Текст]: научное издание / Б.Я. Гинзбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский, И.А. Цимеринов. – М.: Машиностроение, 1973. – 89 с.
4. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст] / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1971. – 168 с.
5. Рождественский, Ю.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей [Текст]: учеб. пособие / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009.
6. Маслов, А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02; защищена 22.01.99; утв. 15.07.99 / Маслов Андрей Петрович. – Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 158 с.
7. Белогуб, А.В. Новые подходы к конструированию поршней [Текст] / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201 – 206.
8. Белогуб, А.В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя [Текст] / А.В. Белогуб, О.С. Стрибуль // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вып. 30. Двигуни та енергоустановки. – С. 124 – 126.
9. McClure, F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt

lubrication in internal lubrication engines [Текст]: Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering: – Massachusetts Institute of Technology, 2007. – 241 p. 10. Kwang-soo Kim. A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts [Текст] / Kwang-soo Kim, Paras Shah // Federal-Mogul Corporation, Musashi Institute of Technology. 11. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]: серия учеб. для вузов в 6 томах. Т. 1. Разработка конструкций форсированных двигателей наземных транспортных машин/ А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; Мин-во образования и науки Украины; под ред. А.П. Марченко и засл. деят. Науки Украины проф. А.Ф. Шеховцова. – Харьков.: Прапор, 2004. – 384 с.

Bibliography (transliterated):

1. Putintsev, S.V. Osnovy rascheta i proektirovaniya uzlov treniya DVS [Текст]: учеб. пособие / S.V. Putintsev, S.A. Anikin, R.A. Galata; Min-vo obrazovaniya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Moskovskiy. gos. tehn. Universitet. – Moskva: Izd-vo MGTU, 2000. 2. Samohin, S. Porshen v obschem i v chastnosti [Elektronnyy resurs] / S. Samohin, A. Hrulev. – Rezhim dostupa: <http://www.ab-engine.ru> - 01.01.2008 g. 3. Profilirovanie yubok porshney [Текст]: nauchnoe izdanie / B.Ya. Ginzburg, G.Ya. Vasilchenko, N.S. Sudoyskiy, I.A. Tsimerinov. – M.: Mashinostroyeniye, 1973. – 89 s. 4. Tokar, I.Ya. Proektirovanie i raschet opor treniya [Текст] / I.Ya. Tokar. – M.: Mashinostroyeniye, 1971. – 168s. 5. Rozhdestvenskiy, Yu.V. Sovremennyye konstruktii porshney dlya teplovykh dvigateley [Текст]: учеб. пособие / Yu.V. Rozhdestvenskiy, K.V. Gavrilov; Min-vo obrazovani-

ya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Yuzhno-Uralskiy. gos. Universitet. – Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU, 2009. 6. Maslov, A.P. Povyshenie tekhnicheskogo urovnya dizeley optimizatsiey geometricheskikh parametrov porshney [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02; zaschischena 22.01.99; utv. 15.07.99 / Maslov Andrey Petrovich. – Min-vo obrazovaniya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Yuzhno-Uralskiy. gos. Universitet. – Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU, 1999. – 158 s. 7. Belogub, A.V. Novyye podhody k konstruirovaniyu porshney [Текст] / A.V. Belogub // Aviatsonno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: sb. nauch. tr. – Harkov: HAI, 2000. – Vyip. 19. Teplovyie dvigateli i energo-ustanovki. – S. 201 – 206. 8. Belogub, A.V. Metodika rascheta peremennogo napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnya v tsikle dlya razlichnykh rezhimov raboty dvigatelya [Текст] / A.V. Belogub, O.S. Stribul // Aviatsonno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: Zb. nauk. prats. – Harkiv: HAI; MikolaYiv: Vid-vo MF NaUKMA, 2002. – Vip. 30. Dviguni ta ener-goustanovki. – S. 124 – 126. 9. McClure, F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt lubrication in internal lubrication engines [Текст]: Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering: – Massachusetts Institute of Technology, 2007. – 241 p. 10. Kwang-soo Kim. A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts [Текст] / Kwang-soo Kim, Paras Shah // Federal-Mogul Corporation, Musashi Institute of Technology. 11. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Текст]: seriya ucheb. dlya vuzov v 6 tomah. T. 1. Razrabotka konstruktiiy forsirovannykh dvigateley nazemnykh transportnykh mashin/ A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shehovtsov; Min-vo obrazovaniya i nauki Ukrainy; pod red. A.P. Marchenko i zasl. deyat. Nauki Ukrainy prof. A.F. Shehovtsova. – Harkov.: Prapor, 2004. – 384 s.

Поступила в редакцию 01.06.2013

Москаленко Иван Николаевич – аспирант кафедры 202 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Доценко Владимир Николаевич – доктор техн. наук, проф. кафедры 202 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, проф. кафедры 203 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», технический консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина.

ОГЛЯД МЕТОДІВ ПРОФІЛЮВАННЯ ЮБОК ПОРШНІВ ДВЗ

І.М. Москаленко, В.М. Доценко, О.В. Белогуб

Представлено баланс механічних витрат по механізмам, спряженням, та системам ДВЗ. Показано, що найбільший вклад в загальні механічні витрати двигуна вносить тертя деталей циліндропоршневої групи, а саме трибоспрямлення «поршень - циліндр». Наведено огляд основних розрахунково-експериментальних методів профілювання юбок. Виділені основні фізичні фактори які враховують автори в розрахунках динаміки трибоспрямлення. Розглянуті типові та оригінальні конструкторські рішення виконання юбок поршнів, які спрямовані на зниження тертя. Проведено аналіз виконаних робіт та намічені напрямки подальших досліджень.

THE OVERVIEW OF PROFILING METHODS FOR ICE PISTON'S SKIRTS

I.N. Moskalenko, V.N. Dotsenko, A.V. Belogub

In this article the balance of mechanical losses in ICE mechanisms, pairs and systems is represented. It is shown that the most contribution in the general mechanical losses is caused by friction in cylinder-piston group. The overview of the main computational and experimental methods for profiling piston's skirts is described. The main physical factors, which are considered by authors in the dynamical tribounits calculations are highlighted. The typical and original designer's solutions in piston's develop are examined. Analysis of works performed is completed and the direction of further investigations is scheduled.

УДК 62-503.55

И.Ф. Гумеров, В.М. Гуреев, Ю.Ф.Гортышов, Р.Р. Салахов, А.Х. Хайруллин, И.Р. Салахов

РАЗРАБОТКА АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Повышение эффективности ДВС, улучшение его экологических и технико-экономических показателей требует новых подходов и решений. В данной работе разрабатывается адаптивная система охлаждения ДВС, обеспечивающая высокие показатели топливной экономичности двигателя и снижающая выбросы вредных веществ. Основной агрегат системы – насос с регулируемым электроприводом. Для проведения численных исследований характеристик системы охлаждения, в программном комплексе 1D-моделирования построена её функциональная модель, которая позволяет проводить виртуальные испытания различных компоновок интеллектуальной системы охлаждения. Первые результаты численных исследований качественно подтверждают эффективность подобных систем, работа переходит в экспериментальную стадию.

Задача повышения единичных мощностей двигателей при одновременном уменьшении их габаритов, металлоемкости, энергопотребления и снижении стоимости на единицу конечного полезного эффекта означает совершенствование их конструкции при снижении материалоемкости, повышении надежности и КПД двигателя.

Одним из наиболее распространенных направлений повышения энергетических и экологических показателей ДВС является их форсирование турбонаддувом. Однако увеличение удельного эффективного давления в рабочей камере приводит к повышению уровня тепловой напряженности деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) и образованию прогрессирующих микротрещин на охлаждаемых деталях ДВС. Механизм возникновения микротрещин обусловлен тем, что в двигателях различной мощности в первые 5-10 секунд работы происходит интенсивное нарастание температуры поверхности деталей ЦПГ, а процесс выхода системы охлаждения на стационарный режим работы занимает несколько минут, что приводит к их локальным перегревам [1].

Остановка двигателя после длительной эксплуатации также вызывает значительные термические напряжения в сильно нагретых деталях ЦПГ, поэтому после остановки ДВС для плавного охлаждения нагретых деталей двигателя система охлаждения (СО) должна еще работать в течение определенного времени [2]. Традиционная система охлаждения ДВС с механическим приводом насоса и вентилятора от коленчатого вала двигателя не имеет такой возможности.

Особо стоит упомянуть о проблеме загрязнения окружающей среды выбросами вредных веществ ДВС, которая в настоящее время стоит наиболее остро. Основной задачей при проектировании новых и совершенствовании показателей существующих ДВС является выполнение все более жестких экологических требований (норм "EURO - 5", "EURO - 6"). Влияние температуры охлаждающей жидкости на удельный эффективный расход топлива и оксиды азота в ДВС представлены на рис. 1 и на рис.2.

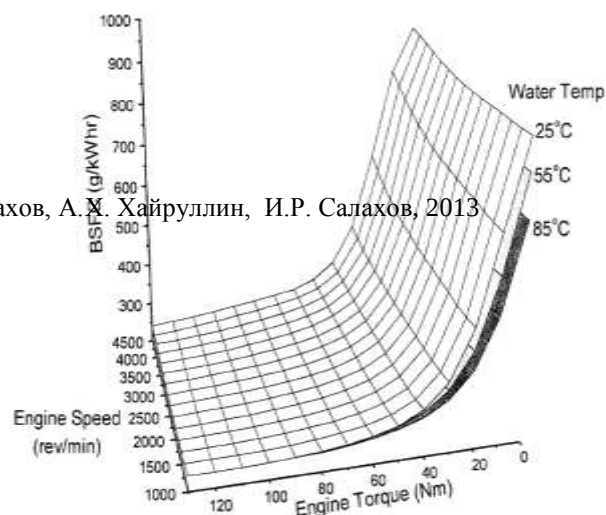


Рис. 1. Визуализация характеристик удельного эффективного расхода топлива при различных температурах ОЖ с системой охлаждения дизеля типа 6ЧН 13/14

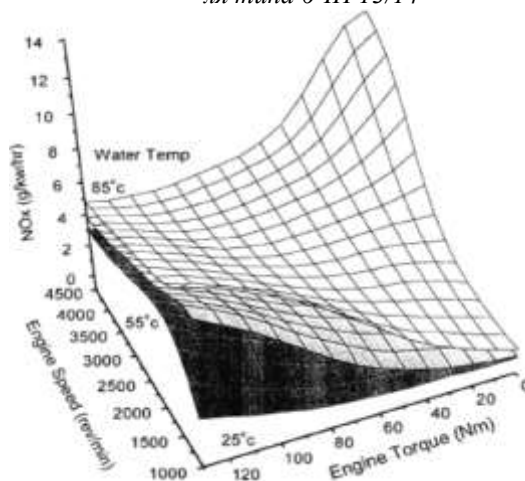


Рис. 2. Визуализация характеристик выбросов оксидов азота при различных температурах ОЖ с системой охлаждения дизеля типа 6ЧН 13/14

Для достижения необходимых экологических показателей ДВС требуется снижение общей тепловой напряженности и поддержание оптимальной температуры ЦПГ.

Применение материалов с низкой теплопроводностью (керамика, жаростойкие сплавы) для снижения потерь тепла в СО двигателя до настоящего времени не нашло широкого распространения. А внесение значительных конструктивных изменений в систему охлаждения двигателя сталкивается с рядом технических, технологических и финансовых проблем и является труднореализуемым.

Сложившаяся к настоящему времени практика проектирования отдельных систем, подсистем и агрегатов ДВС обуславливает учет многообразных взаимных связей и реальных условий его работы.

Исходя из всего вышесказанного, следует, что повышение эффективности ДВС, улучшение его экологических и технико-экономических показателей требует новых подходов и решений. Именно таким решением и является переход ДВС на использование интеллектуальных (адаптивных) систем охлаждения [3].

Адаптивная система охлаждения (АСО) обеспечивает подвод охлаждающей среды к нагретым деталям двигателя и отвод от них в атмосферу лишней теплоты, при оптимальной степени охлаждения в требуемых пределах теплового состояния двигателя, при различных режимах и условиях работы.

Основной агрегат подобных систем - насос с регулируемым электроприводом. Разработку данного типа насосов ведут такие известные производители, как Valeo, Wahler, DANACorp., Delphi, EWP и др. Адаптивные насосы изготавливают, в отличие от традиционных механических автомобильных помп, с широким применением специальных пластиков, устойчивых к высоким температурам, вибрациям, механическим нагрузкам, химическому воздействию агрессивных рабочих жидкостей (антифризов, масел), что позволяет снизить их массу на 65% и на 30% повысить их долговечность по сравнению с традиционными конструкциями [4].

Сравнение эффективности насоса с механическим и электрическим приводом на примере дизелей Volvo VNL 64T 610 и Cummins N14-460E+ST2 ESP представлено на рис. 3.

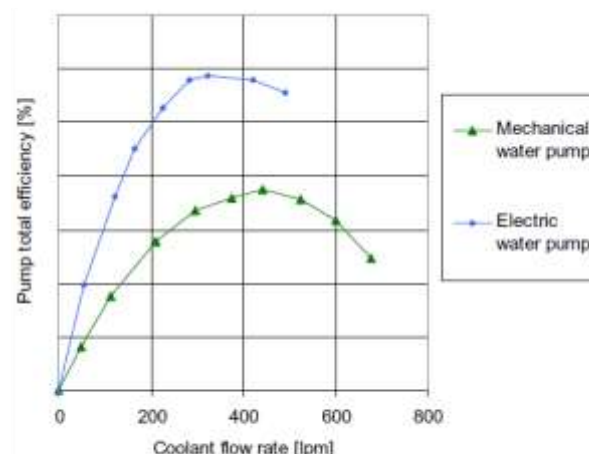


Рис. 3. Зависимость КПД насоса от расхода ОЖ

Из анализа представленных зависимостей видно, что насос СО двигателя с электрическим приводом в диапазоне расходов 200-600 л/мин. превосходит по эффективности традиционный более, чем на 20 %.

Явное преимущество насосов с электроприводом сделало их весьма привлекательными для использования в системах охлаждения двигателей отечественного производства.

Для решения задачи внедрения АСО в отечественные ДВС разработан алгоритм управления адаптивной системой охлаждения, представленный на рис. 4.

Данный алгоритм обеспечивает для системы охлаждения режимы работы с максимальной эффективностью, при высоких показателях топливной экономичности двигателя и снижении выбросов вредных веществ в атмосферу.

В первую очередь контроллер определяет температуру головки блока цилиндров. В случае, если измеренная температура превышает 300⁰С, система переходит в режим максимального охлаждения: клапан полностью открывается, насос и вентилятор работают на максимальных оборотах. Алгоритмом предусмотрено поэтапное включение соответствующих исполнительных механизмов: электропомпы, трехходового клапана, вентилятора радиатора. Задаются контрольные температуры - 30⁰С, 80⁰С, 90⁰С, 95⁰С и 105⁰С на выходе из двигателя. В случае превышения температуры блока ДВС допустимого значения - 105⁰С, система переходит в аварийный режим, на панели приборов автомобиля загорается лампа «Check Engine», дальнейшее движение в этом режиме запрещено.

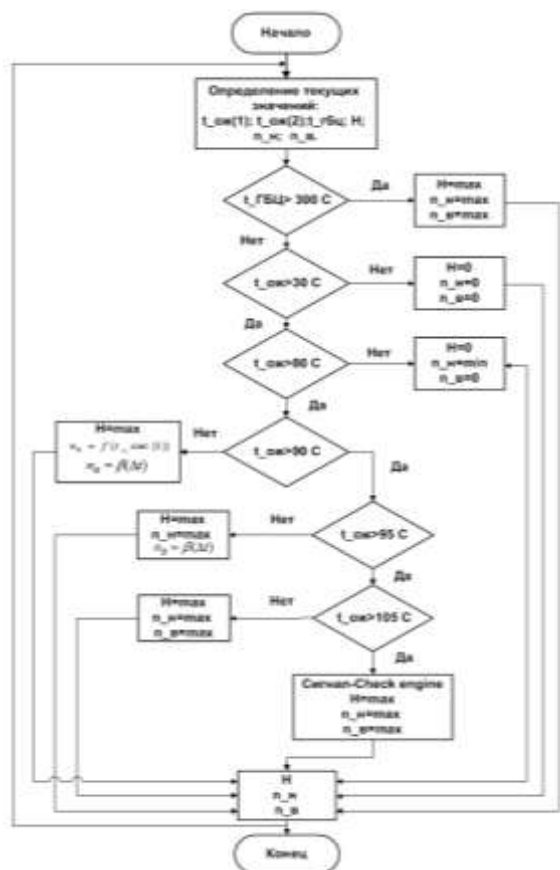


Рис. 4. Алгоритм управления адаптивной системой охлаждения

Для проведения численных исследований характеристик системы охлаждения, в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim построена её функциональная модель, которая позволяет проводить виртуальные испытания различных компонентов АСО.

LMS Imagine.Lab AMESim - интегрированная платформа междисциплинарного системного моделирования и оптимизации. Изделия в расчетных моделях Imagine.Lab представляются в виде функциональных схем. Компоненты функциональных схем изделий для решения самых разнообразных задач содержатся в обширном наборе проверенных библиотек. На основе моделей компонентов LMS Imagine.Lab позволяет построить общую компьютерную модель изделия, не требующую полного трехмерного геометрического представления.

На рис. 5 и 6 представлены функциональные модели традиционной СО и АСО ДВС.

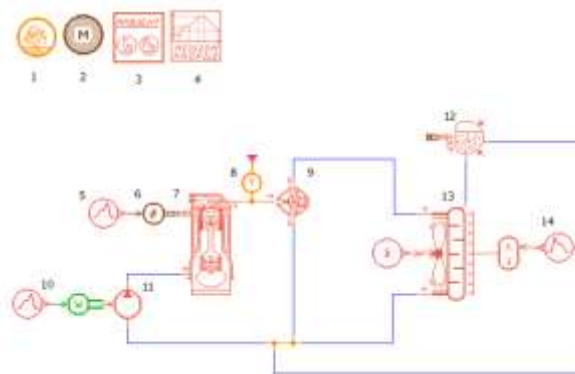


Рис. 5. Функциональная модель традиционной СО ДВС

1 – свойства металла; 2 – характеристики испытательного стенда; 3 – свойства жидкости; 4 – внешние условия; 5 – обороты двигателя; 6 – передаточное число; 7 – помпа; 8 – ДВС; 9 – контрольный датчик температуры; 10 – термостат; 11 – расширительный бачок; 12 – радиатор охлаждения; 13 – скорость набегающего потока воздуха; 14 – малый круг системы охлаждения

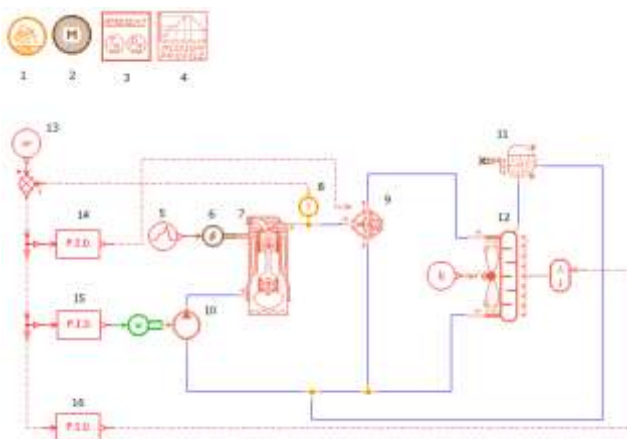


Рис. 6. Функциональная модель АСО ДВС

1 – свойства металла; 2 – характеристики испытательного стенда; 3 – свойства жидкости; 4 – внешние условия; 5 – ДВС; 6 – электромагнитный клапан; 7 – расширительный бачок; 8 – радиатор охлаждения; 9 – скорость набегающего потока; 10 – ПИД-регулятор оборотов помпы; 11 – ПИД-регулятор скорости воздушного потока; 12 – ПИД-регулятор электронного термостата; 13 – малый круг системы охлаждения; 14 – обороты вентилятора

В функциональной модели АСО для проведения тестовых задач использован ПИД-регулятор, который формирует управляющий сигнал, являющийся суммой трёх составляющих, первое из которых пропорционально разности входного сигнала и сигнала обратной связи (сигнал рассогласования), второе — интеграл сигнала рассогласования, тре-

тые — производная сигнала рассогласования. Формула ПИД-регулирования имеет следующий вид:

$$n_{\text{н}} = K_p \cdot f(t_{\text{ож}}) + K_I \cdot \int_0^t f(t_{\text{ож}}) \cdot dt + K_D \cdot \frac{df(t_{\text{ож}})}{dt}, \quad (1)$$

где $n_{\text{н}}$ — обороты водяного насоса; K_p — коэффициент пропорциональной составляющей функции; $t_{\text{ож}}$ — температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя; K_I — коэффициент интегральной составляющей функции; K_D — коэффициент дифференциальной составляющей искомой функции.

Результаты численных исследований в LMS AMESim представлены на рис. 7.

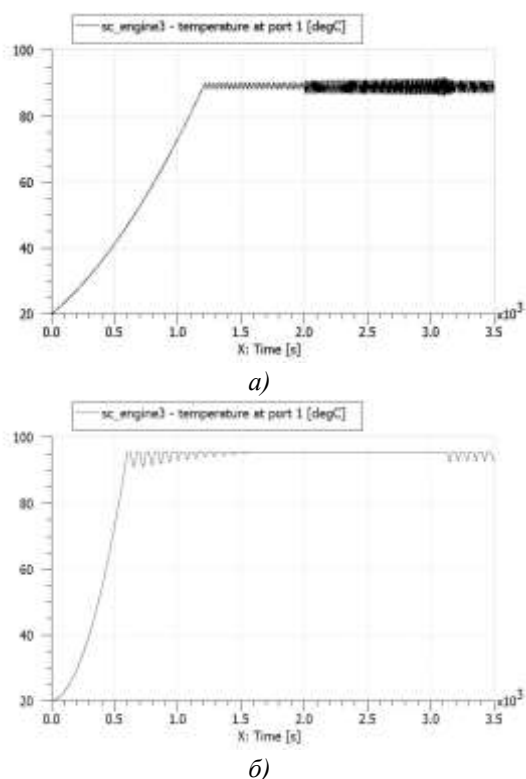


Рис. 7. Результаты численных исследований в LMS AMESim

а - время прогрева ДВС с традиционной системой охлаждения; б - время прогрева ДВС с адаптивной системой охлаждения

Из анализа представленных на рис. 7 результатов хорошо видно, что время выхода на рабочий режим, то есть прогрев от температуры окружающей среды до 92-96⁰С составило 20 мин, а для случая использования АСО 10 мин. Полученные результаты численных исследований позволили качественно оценить перспективность применения АСО ДВС в отечественных двигателях.

Основные результаты, представленные в данной статье, получены в рамках выполнения проекта «Перспективные экологичные колёсные транспортные средства с высокими потребительскими свойствами и низким уровнем эксплуатационных затрат» по постановлению Правительства РФ №218 от 9 апреля 2010 г.

Выводы

1. Проведенный анализ литературы показал перспективность и обоснованность использования электрического привода для водяного насоса системы охлаждения.

2. Разработана функциональная модель системы охлаждения ДВС в программном комплексе 1D моделирования LMS AMESim.

3. Сформулирован закон регулирования оборотами водяного насоса на основе ПИД-регулятора.

4. Проведены предварительные численные исследования характеристик двигателя, которые показали, что применение адаптивного управления системой охлаждения позволяет снизить время прогрева ЦПГ в 2 раза.

5. Для верификации полученных результатов необходимо выполнить комплекс экспериментальных исследований.

Список литературы:

1. Несиоловский О.Г., Улучшение показателей экономичности автомобильного дизеля за счет регулирования его теплового состояния. Автореферат диссертации, ЯПИ. Ярославль, 1995.
2. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А.Л. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников., В.И. Пийкус - М.: Машиностроение, 1985.- 176 с.
3. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. - М: издательство «Наука», 1975. - 768 с.
4. Chalgren R. Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System / R.Chalgren, L. Barron // SAE Technical Paper. - 2003-01-3416. - 2003. - doi: 10.4271/2003-01-3416.

Bibliography (transliterated):

1. Nesiolovskij O.G., Uluchshenie pokazatelej jekonomichnosti avtomobil'nogo dizelja za schet regulirovanija ego teplovogo sostojanija. Avtoreferat dissertacii, JaPI. Jaroslavl', 1995.
2. Zhidkostnoe ohlazhdenie avtomobil'nyh dvigatelej / A.L. Kriger, M.E. Diskin, A.L. Novennikov., V.I. Pijkus - M.: Mashinostroenie, 1985.- 176 s.
3. Besekerskij V.A. Teorija sistem avtomaticheskogo regulirovanija / V.A. Besekerskij, E.P. Popov. - M: izdatel'stvo «Nauka», 1975. - 768 s.
4. Chalgren R. Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System / R.Chalgren, L. Barron // SAE Technical Paper. - 2003-01-3416. - 2003. - doi: 10.4271/2003-01-3416.

Поступила в редакцию 31.05.2013

Гумеров Ирек Флорович – канд. техн. наук, заместитель генерального директора ОАО «КАМАЗ» – директор по развитию, НТЦ ОАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия, e-mail: pr@kamaz.org.

Гортышов Юрий Федорович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: tot@tot.kstu-kai.ru.

Гуреев Виктор Михайлович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: gureev@tot.kstu-kai.ru.

Салахов Ришат Ризович – научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: akirishat@yandex.ru.

Хайруллин Азат Хативович – младший научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: azat-meh@mail.ru.

Салахов Илфат Ризович – младший научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: fix_m@mail.ru.

РОЗРОБКА АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ

І.Ф. Гумер, В.М. Гурєєв, Ю.Ф.Гортышов, Р.Р. Салах, А.Х. Хайруллин, І.Р. Салах

Підвищення ефективності ДВЗ, поліпшення його екологічних і техніко-економічних показників вимагає нових підходів і рішень. У даній роботі розробляється адаптивна система охолодження ДВЗ, що забезпечує високі показники паливної економічності двигуна і знижує викиди шкідливих речовин. Основний агрегат системи - насос з регульованим електроприводом. Для проведення чисельних досліджень характеристик системи охолодження, в програмному комплексі 1D-моделювання побудована її функціональна модель, яка дозволяє проводити віртуальні випробування різних компонентів інтелектуальної системи охолодження. Перші результати чисельних досліджень якісно підтверджують ефективність подібних систем, робота переходить в експериментальну стадію.

DEVELOPMENT AN ADAPTIVE COOLING SYSTEM OF ENGINE

I.F. Gumerov, Y.F. Gortyshov, V.M. Gureev, R.R. Salakhov, A.H. Hairullin, I.R. Salakhov

Improving the efficiency of internal combustion engines, improving its environmental, technical and economic performance requires new approaches and solutions. In this work we develop an adaptive cooling system of engine, providing high fuel efficiency and reduces emissions. The main unit of the system - the pump with adjustable electric drive. Functional model built in a 1D-simulation software system to carry out numerical researches of the characteristics of the cooling system. 1D-simulation software system allows for virtual testing different layouts intelligent cooling system. The first results of numerical researches qualitatively confirm the efficiency of such systems, the work goes into the experimental stage.

УДК 621.436

Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский, Г.Ф. Кашиников

АВТОМАТИЧЕСКАЯ КОМБИНИРОВАННАЯ МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА ЭКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДИЗЕЛЯ

Известные автоматические системы регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля не обеспечивают поддержание температуры наддувочного воздуха на оптимальных уровнях при изменении в широких диапазонах мощности дизеля и температуры наружного воздуха. Разработана комбинированная микропроцессорная экстремальная автоматическая система регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля, связанная с двумя автоматическими системами регулирования: с системой регулирования скорости вращения вала дизеля и с системой регулирования температуры охлаждающей жидкости дизеля. Микропроцессорный контроллер системы содержит программу автоматического поиска температуры наддувочного воздуха, при которой дизель имеет минимальный расход топлива для данного режима работы. Для ускорения процесса поиска оптимальных значений температуры наддувочного воздуха системы регулирования температуры охлаждающей жидкости и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля выполнены комбинированными с использованием дополнительных сигналов управления по мощности дизеля и по температуре наружного воздуха. Разработанная система обеспечивает минимальный расход топлива, повышение надежности дизеля и уменьшение выброса вредных веществ с выпускными газами.

Известные автоматические системы регулирования температуры наддувочного воздуха

(АСРПНВ) дизеля не обеспечивают поддержания температуры наддувочного воздуха на оптималь-

ных уровнях при изменении в широких диапазонах мощности дизеля и температуры наружного воздуха, что приводит к увеличенному расходу топлива, снижению надежности дизеля и увеличению выброса вредных веществ с выпускными газами[1].

Любая автоматическая система содержит две основные функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой автоматический регулятор содержит две основные, соединенные последовательно, функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). Управляющий орган содержит устройства: измерительное (ИУ) (датчик регулируемой величины), задающее (ЗУ), сравнивающее (СУ) и усилительное (УУ). В свою очередь, исполнительно-регулирующее устройство содержит две соединенные последовательно функциональные части: исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО).

В автоматической системе экстремального регулирования (АСЭР) ОР должен обладать статическими характеристиками, имеющими экстремум, который может меняться в процессе работы ОР в зависимости от изменения возмущающих воздействий. АСЭР обеспечивают автоматическое получение заданных значений регулируемых величин в соответствии с минимумом или максимумом некоторой функции ОР [2-4]. Автоматическая комбинированная микропроцессорная система экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха (АКМСЭРТНВ) дизеля должна обеспечить автоматическое получение заданного значения температуры наддувочного воздуха в соответствии с минимумом расхода топлива, то есть в соответствии с минимумом функции $g_e = f(N_e, T_s)$, где g_e - удельный эффективный расход топлива, N_e - эффективная мощность дизеля, T_s - температура наддувочного воздуха.

На каждом режиме работы дизеля имеется оптимальная температура наддувочного воздуха T_{so} , при которой дизель имеет наименьший расход топлива. Отклонения температуры T_s в сторону увеличения или уменьшения от T_{so} приводят к увеличению расхода топлива. Таким образом, на всех режимах работы дизеля зависимости g_e от T_s имеют экстремумы (рис. 1) [1, 5-6].

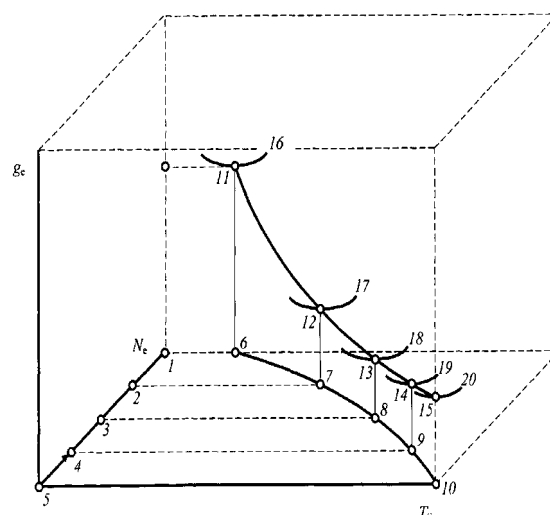


Рис.1. Зависимости оптимальных температур наддувочного воздуха от мощности (линии 6-10), минимального расхода топлива от температуры наддувочного воздуха (линии 11-15) и расхода топлива на заданном режиме работы дизеля от температуры наддувочного воздуха (линии 16-20)

© Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А.С. Космодамианский, Г.Ф. Кашников, 2013

Наибольшее распространение получили системы экстремального регулирования двух типов:

а) экстремум определяется по чувствительности; в этом случае управляющий сигнал для ИМ формируется по результатам измерения крутизны (производной) статической характеристики ОР (в данном случае $g_e = f(N_e, T_s)$;

б) экстремум находится по разности между текущим и экстремальными значениями, полученными на предыдущем шаге и хранящимися в запоминающем устройстве блока поиска экстремума (БПЭ).

АКМСЭРТНВ дизеля (типа а или б) (рис. 2) содержит дизель 1 с наддувом, нагружаемый агрегатом нагрузки 2, систему охлаждения наддувочного воздуха, состоящую из жидкостного (или воздушного) охладителя наддувочного воздуха 3, радиатора 4, насоса 5, соединенных между собой и с дизелем 1 трубопроводами 6, вентилятор охлаждения 7 с приводом 8, воздушно-жидкостную систему охлаждения дизеля 1, состоящую из радиатора 9, насоса 10, трехходовой перепускной клапан 11 с приводом 12, соединенных между собой и с дизелем 1 трубопроводами 13, вентилятор охлаждения 14 с приводом 15, датчики: температуры наддувочного воздуха 16, температуры наружного воздуха 17, температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля 18, скорости вращения вала дизеля ω_b 19, вращающего момента на валу дизеля M_b 20 и расхода топлива G_T 21, выходы которых подключены к входам микропроцессорного контроллера 22, к выходам которого подключены привод 8 венти-

лятора 7, привод 15 вентилятора 14 и привод 12 трехходового клапана 11, блок управления дизелем 23 (n_k - положение рукоятки контроллера машины-

ста), соединенный посредством автоматического регулятора скорости вращения вала 24 с дизелем 1.

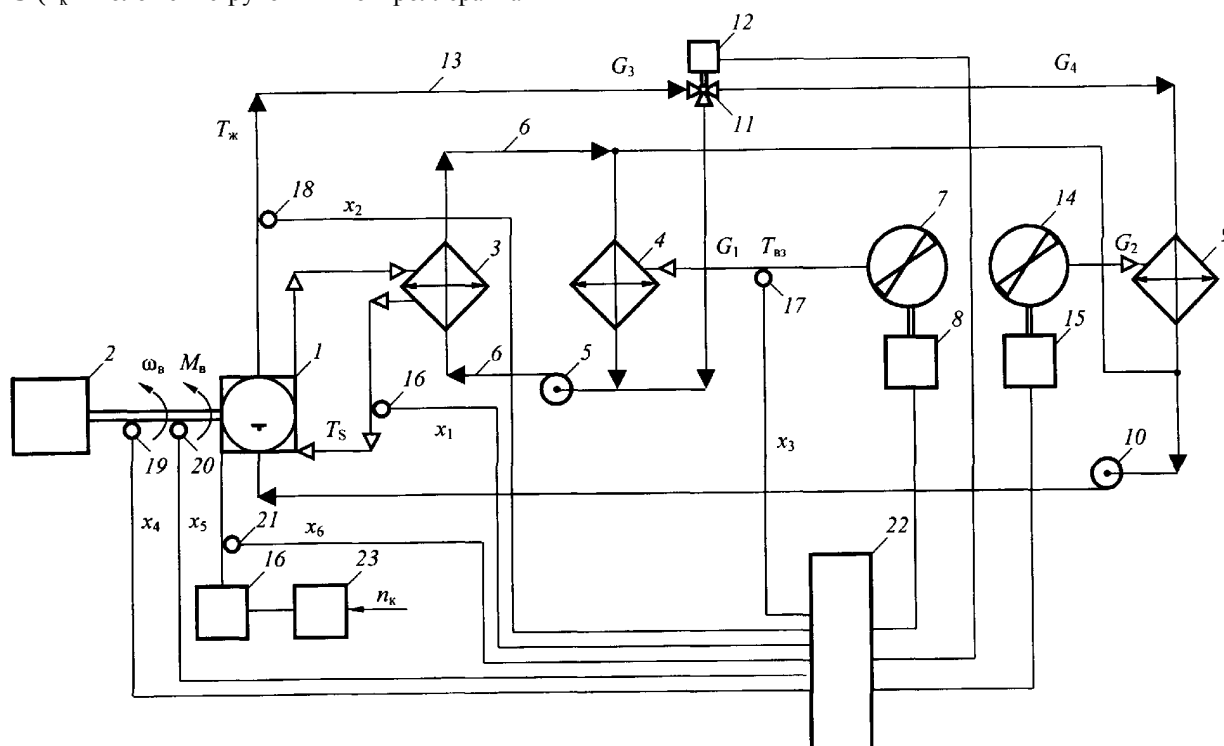


Рис. 2. Принципиальная блок-схема АКМСЭРТНВД

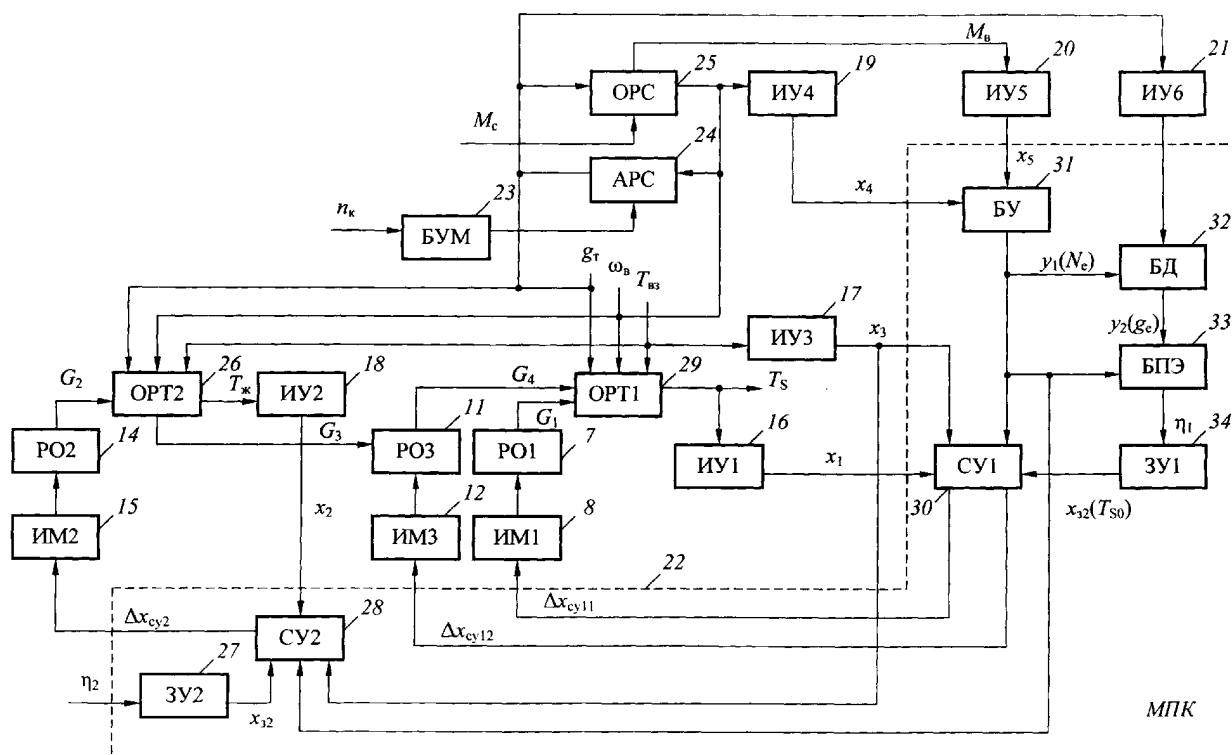


Рис.3. Функциональная схема АКМСЭРТНВД

Разработанная АКМСЭРТНВ(рис. 3) связана с двумя автоматическими системами регулирования (АСР): с АСР скорости вращения вала (функцио-

нальные элементы: ОР скорости вращения вала 25 (ОРС), автоматический регулятор скорости вращения вала 24 (АРС), блок управления дизелем 23

(БУМ)) и с АСР температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ дизеля (функциональные элементы: ОР температуры 26 (ОРТ2), ИУ2 (поз.18), ЗУ2 (поз.27), СУ2 (поз.28), ИМ2 (поз.15), РО2 (поз.14)). Система охлаждения (СО) наддувочного воздуха является ОР температуры наддувочного воздуха 29 (ОРТ1), на который действуют три основных внешних возмущающих воздействия (изменение расхода топлива g_T дизеля 1, изменение скорости вращения вала дизеля ω_b , изменение температуры наружного воздуха $T_{вз}$) и два регулирующих воздействия (изменение подачи охлаждающего воздуха G_1 вентилятором 7 и изменение расхода охлаждающей жидкости G_4 , через трехходовой перепускной клапан 11). Регулируемой величиной СО наддувочного воздуха является температура наддувочного воздуха T_s . Датчик температуры наддувочного воздуха 16 выполняет функции ИУ1, функции ИУ2 выполняет датчик температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля 18, датчик температуры наружного воздуха 17 выполняет функции ИУ3, датчик скорости вращения вала дизеля 19 выполняет функции ИУД, датчик вращающего момента дизеля 20 выполняет функции ИУ5, датчик расхода топлива 21 дизеля 1 выполняет функции ИУ6. Выходные сигналы ИУ1 и ИУ3, соответственно, x_1 и x_3 подаются в суммирующее устройство 30 СУ1, выходной сигнал ИУ2 x_2 подается в СУ2. Выходные сигналы ИУ4 и ИУ5, соответственно, x_4 и x_5 подаются в блок умножения 31 БУ, где они перемножаются. Таким образом выходной сигнал БУ $y_1=x_4 \cdot x_5$ эквивалентен N_e , он подается в блок деления 32 БД, в СУ1, в СУ2 и в БПЭ (поз.33) оптимальной температуры наддувочного воздуха, при которой наблюдается экстремум (минимум) расхода топлива дизеля. В БД кроме выходного сигнала блока умножения подается выходной сигнал ИУ6, эквивалентный расходу топлива дизеля. Выходной сигнал БД, эквивалентный удельному расходу топлива дизелем g_e , подается в БПЭ, выходной сигнал которого, эквивалентный расходу топлива при заданной мощности машины, подается в ЗУ1 (поз. 34). Выходной сигнал ЗУ1 - x_{31} , эквивалентный оптимальному значению температуры наддувочного воздуха T_{so} для данного режима работы дизеля, подается в СУ1. В СУ2, кроме того, подается выходной сигнал ЗУ2 - x_{32} , соответствующий сигналу задания, эквивалентному заданному значению температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля.

Функции РО1 выполняет вентилятор 7, а функции ИМ1 - его привод 8, функции РО2 выполняет вентилятор 14, а функции ИМ2 его привод 15. Функции РО3 выполняет трехходовой перепускной

клапан 11, а функции ИМ3 выполняет его привод 12 (см. рис.2 и 3). В ИМ1 подается выходной сигнал СУ1 $\Delta x_{cy11}=k_1\Delta x_{31}-k_2\Delta x_1+k_3\Delta x_2+k_4\Delta y_1$ (здесь k_1-k_4 - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов,; Δx_{31} - приращение выходного сигнала ЗУ1, Δx_1 и Δx_2 - приращения выходных сигналов ИУ1 и ИУ2, Δy_1 - приращение выходного сигнала БУ). Этот сигнал подается в ИМ1 только в процессе охлаждения наддувочного воздуха, то есть при изменении подачи вентилятора 7 в диапазоне от $G_1=G_{1\max}$ до $G_1=0$. В ИМ3 подается выходной сигнал СУ1 $\Delta x_{cy12}=k_5\Delta x_{31}-k_6\Delta x_1+k_7\Delta x_2+k_8\Delta y_1$ (здесь k_5-k_8 - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов, умноженные на приращения сигналов). Этот сигнал подается в ИМ3 только в процессе подогрева наддувочного воздуха, то есть при изменении расхода охлаждающей жидкости на перепуск в диапазоне от $G_4=0$ до $G_4=G_{4\max}$. В ИМ2 подается выходной сигнал СУ2 $\Delta x_{cy2}=k_9\Delta x_{32}-k_{10}\Delta x_2+k_{11}\Delta x_3+k_{12}\Delta y_1$ (здесь k_9-k_{12} - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов). На рис.3 η_2 - сигнал задания ЗУ2, $y_2(g_e)$ - выходной сигнал БД, G_2 - выходной сигнал РО2 и G_3 - количество охлаждающей жидкости на выходе из дизеля.

Микропроцессорный контроллер (МПК) выполняет функции элементов БУ, БД, БПЭ, ЗУ1, СУ1, ЗУ2 и СУ2. БПЭ содержит программу автоматического поиска температуры T_{so} , при которой дизель имеет минимальный расход топлива для данного режима работы. Он так изменяет сигнал задания η_1 , а значит, и значения температуры T_{so} , чтобы удельный эффективный расход топлива дизелем g_e был бы наименьшим. Для ускорения процесса поиска с помощью БПЭ оптимальных значений температуры наддувочного воздуха T_{so} АСР температуры охлаждающей жидкости и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля выполнены комбинированными с использованием дополнительных сигналов управления по мощности дизеля N_e и по температуре наружного воздуха $T_{вз}$. Эти АСР температуры настраиваются так, чтобы они имели статическую неравномерность по температуре наружного воздуха $T_{вз}$, равную нулю, и отрицательные статические неравномерности по мощности дизеля N_e [7]. То есть эти системы являются системами комбинированного регулирования и должны иметь статические характеристики по мощности дизеля N_e , соответствующие зависимостям оптимальных значений температуры охлаждающей жидкости $T_{ж0}$ и температуры наддувочного воздуха T_{so} от мощности дизеля N_e .

Использование в АСР температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха T_s дополнительных сигналов управления по мощности дизеля N_e и по температуре наружного воздуха $T_{вз}$ с целью компенсации их действия на ОР позволяет обеспечить не только требуемые статические характеристики систем, но и значительно повысить (в несколько раз - до 6) такие показатели качества их работы, как относительное перерегулирование регулируемых величин и длительность переходного процесса - время регулирования [8-10].

АКМСЭРТНВ работает следующим образом (см. рис.1, 2 и 3). При установившемся режиме работы дизеля значение температуры наддувочного воздуха T_s , например, такое, при котором значение расхода топлива g_T минимальное. После, например, увеличения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля и уменьшения температуры наддувочного воздуха T_s значение этой температуры может быть таким, при котором $g_T > g_{T \text{ мин}}$ для новых значений позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля. При этом БПЭ сравнивает новое значение g_T с предыдущим значением g_T , хранящимся в памяти БПЭ, и в соответствии с разностью между ними изменяет сигнал задания η_1 настолько, чтобы температура наддувочного воздуха T_s уменьшилась бы и расход топлива g_T стал бы меньше. Затем БПЭ снова измеряет новое значение g_T и сравнивает его с предыдущим значением, хранящимся в памяти БПЭ. Если опять новое значение g_T будет меньше предыдущего значения, то процесс поиска экстремума (минимума) g_T продолжается и так до тех пор, пока новое значение g_T будет больше предыдущего значения. После чего БПЭ делает в поиске шаг назад (осуществляет реверс) и поиск температуры наддувочного воздуха T_{so} , при которой наблюдается экстремум (минимум) g_T , прекращается.

После, например, уменьшения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля и увеличения температуры наддувочного воздуха T_s значение этой температуры может быть таким, при котором $g_T > g_{T \text{ мин}}$ для новых значений позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e . При этом БПЭ, в соответствии с заложенной в него программой, сравнивает новое значение g_T с предыдущим значением g_T , хранящимся в памяти БПЭ, и в соответствии с разностью между ними изменяет сигнал задания η_1 настолько, чтобы температура наддувочного воздуха T_s увеличилась бы, и расход топлива g_T стал бы меньше. Затем БПЭ снова изме-

ряет новое значение g_T и сравнивает его с предыдущим значением, хранящимся в памяти БПЭ. Если опять новое значение g_T будет меньше предыдущего значения, то процесс поиска экстремума (минимума) g_T продолжается и так до тех пор, пока новое значение g_T будет больше предыдущего значения. После чего БПЭ делает в поиске шаг назад и поиск температуры наддувочного воздуха T_{so} , при которой наблюдается экстремум (минимум) g_T , прекращается.

Таким образом, АКМСЭРТНВ дизеля после изменения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e автоматически выбирает (находит) такое значение температуры наддувочного воздуха T_{so} , при котором наблюдается минимальный расход топлива g_T , минимальный износ дизеля, минимальные выбросы вредных веществ с выпускными газами.

Технико-экономическая эффективность применения АКМСЭРТНВ заключается в обеспечении минимального расхода топлива, повышении надежности дизеля и уменьшении выброса вредных веществ с выпускными газами за счет улучшения качества рабочего процесса путем поддержания таких оптимальных значений температуры наддувочного воздуха, при которых обеспечивается минимальный расход топлива, повышается надежность дизеля и уменьшается выброс вредных веществ с выпускными газами.

Список литературы:

1. Хомич А.З. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов / А.З. Хомич, О.И. Тупицын, А.Э. Симсон. - М.: Транспорт, 1975 - 264 с. 2. Попов Е.П. Автоматическое регулирование и управление / Е.П. Попов. - М.: Наука, 1966. - 388 с. 3. Топчиев Ю. И. Задачник по теории автоматического регулирования / Ю. И. Топчиев, А. П. Цыпляков. - М.: Машиностроение, 1977. - 592 с. 4. Топчиев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования / Ю.И. Топчиев. - М.: Машиностроение, 1989. - 752 с. 5. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536 с. 6. Хомич А.З. Эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / А.З. Хомич. - М.: Транспорт, 1979. - 144 с. 7. Луков Н. М. Автоматические системы управления локомотивов: учебник для вузов / Н. М. Луков, А.С. Космодамианский - М.: ГОУ "Учебно-методический центр по образованию на ж. д. транспорте", 2007. - 429 с. 8. Менский Б.М. Принцип инвариантности в автоматическом управлении и регулировании / Б.М. Менский. - М.: Машиностроение, 1972. - 248 с. 9. Алиев Р.А. Промышленные инвариантные системы автоматического управления / Р.А. Алиев. - М.: Энергия, 1971. - 112 с. 10. Луков Н.М. Автоматическое регулирование температур двигателей / Н.М. Луков. - М.: Машиностроение, 1995. - 271 с.

Bibliography (transliterated):

1. Homich A.Z. Jekonomija topliva i teplotehnickeskaja modernizacija teplovozov / A.Z. Homich, O.I. Tupicyn, A.Je. Simson. - M.: Transport, 1975 - 264 s.2. Popov E.P. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie / E.P. Popov. - M.: Nauka, 1966.- 388 s. 3. Topcheev Ju. I. Zadachnik po teorii avtomaticheskogo regulirovanija / Ju. I. Topcheev, A. P. Cypljakov. - M.: Mashinostroenie, 1977. - 592 s. 4. Topcheev Ju.I. Atlas dlja proektirovanija sistem avtomaticheskogo regulirovanija / Ju.I. Topcheev. - M.: Mashinostroenie, 1989. - 752 s. 5. Teplovozhnye dvigateli vnutrennego sgoranija / A.Je.Simson, A.Z.Homich, A.A.Kuric i dr. - M.: Transport, 1987. - 536 s. 6. Homich A.Z. Jeffektivnost' i vspomogatel'nye rezhimy

teplovozhnyh dizelej / A.Z. Homich. - M.: Transport, 1979. - 144 s. 7. Lukov N. M. Avtomaticheskie sistemy upravlenija lokomotivov: uchebnik dlja vuzov / N. M. Lukov, A.S. Kosmodamianskij - M.: GOU "Uchebno-metodicheskij centr po obrazovaniju na zh. d. transporte", 2007. - 429 s. 8. Menskij B.M. Princip invariantnosti v avtomaticheskom upravlenii i regulirovanii / B.M. Menskij. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 248 s. 9. Aliev R.A. Promyshlennye invariantnye sistemy avtomaticheskogo upravlenija / R.A. Aliev. - M.: Jenergija, 1971.- 112 s. 10. Lukov N.M. Avtomaticheskoe regulirovanie temperatury dvigatelej / N.M. Lukov. - M.: Mashinostroenie, 1995. - 271 s.

Поступила в редакцию 03.07.2013

Луков Н. М. – доктор техн. наук, профессор, академик Академии транспорта России и Транспортной Академии Украины, профессор МГУПС (МИИТ), г. Москва, Россия.

Ромашкова О.Н. – доктор техн. наук, профессор, заведующая кафедрой «Прикладная информатика» Московского государственного педагогического университета, г. Москва, Россия.

Космодамианский А. С. – заведующий кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МГУПС (МИИТ), д. т. н., профессор, академик Академии электротехнических наук Российской Федерации, г. Москва, Россия

Кашников Г.Ф. – канд. техн. наук, заведующий отделом «Электрические машины и аппараты» ВНИКИ, г. Коломна, Россия.

**АВТОМАТИЧНА КОМБІНУВАННЯ МІКРОПРОЦЕСОРНА
СИСТЕМА ЕКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ
НАДУВНОГО ПОВІТРЯ ДИЗЕЛЯ**

Н.М. Луків, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианська, Г.Ф. Кашніков

Відомі автоматичні системи регулювання температури наддувочного повітря дизеля не забезпечують підтримку температури наддувочного повітря на оптимальних рівнях при зміні в широких діапазонах потужності дизеля і температури зовнішнього повітря. Розроблено комбінована мікропроцесорна екстремальна автоматична система регулювання температури наддувочного повітря дизеля, пов'язана з двома автоматичними системами регулювання: з системою регулювання швидкості обертання вала дизеля і з системою регулювання температури охолоджуючої рідини дизеля. Мікропроцесорний контролер системи містить програму автоматичного пошуку температури наддувочного повітря, при якій дизель має мінімальну витрату палива для даного режиму роботи. Для пришвидшення процесу пошуку оптимальних значень температури наддувочного повітря системи регулювання температури охолоджуючої рідини і екстремального регулювання температури наддувочного повітря дизеля виконані комбінованими з використанням додаткових сигналів управління за потужністю дизеля і за температурою зовнішнього повітря. Розроблена система забезпечує мінімальну витрату палива, підвищення надійності дизеля і зменшення викиду шкідливих речовин з випускними газами.

**AUTOMATIC COMBINED MICROPROCESSOR SYSTEM OF PEAK-HOLDING REGULATION OF THE AIR
ENTERING DIESEL ENGINE WITH SUPERCHARGING**

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A.S. Kosmodamianskiy, G.F. Kashnikov

Known automatic systems for regulation of boost air temperature in a diesel engine don't ensure maintenance of boost air temperature at optimum levels if diesel engine output and outdoor temperature change in wide ranges. Automatic combined microprocessor system of peak-holding regulation of the air entering diesel engine with supercharging is developed; it is connected with two automatic regulation systems: system of diesel engine shaft rotation speed regulation and system of diesel engine coolant temperature regulation. Microprocessor controller of the system contains a program of boost air temperature automatic search, so that diesel engine has minimum fuel consumption for a given mode of operation. For acceleration of search process of boost air optimum temperature values the systems of coolant temperature regulation and of peak-holding regulation of diesel engine boost air temperature are made combined with using of additional control signals according to diesel engine output and outdoor temperature. The developed system ensures minimum fuel consumption, diesel engine reliability improvement and exhaust emission reduction.

**AUTOMATIC COMBINED MICROPROCESSOR SYSTEM OF PEAK-HOLDING REGULATION OF THE AIR
ENTERING DIESEL ENGINE WITH SUPERCHARGING**

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A.S. Kosmodamianskiy, G.F. Kashnikov

Known automatic systems for regulation of boost air temperature in a diesel engine don't ensure maintenance of boost air temperature at optimum levels if diesel engine output and outdoor temperature which are changed in wide ranges. Automatic combined microprocessor system of peak-holding regulation of the air entering diesel engine with supercharging is developed; it is connected with two automatic regulation systems: system of diesel engine shaft rotation speed regulation and system of diesel engine coolant temperature regulation. Microprocessor controller of the system contains a program of boost air temperature automatic search, so that diesel engine has minimum fuel consumption for a given mode of operation. For acceleration of search process of boost air optimum temperature values the systems of coolant temperature regulation and of peak-holding regulation of diesel engine boost air temperature are made combined with using of additional control signals according to diesel engine output

and outdoor temperature. The developed system ensures minimum fuel consumption, diesel engine reliability improvement and exhaust emission reduction.